

Análise do potencial e melhoria de eficiência energética utilizando válvulas de expansão eletrónica de variação contínua de capacidade

Joana Isabel Bela Branco

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Dr. Clito Afonso

Orientador na Empresa: Eng.º João Paulo Pinto



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Fevereiro de 2016

Análise do potencial e melhoria de eficiência energética utilizando válvulas de expansão eletrônica de
variação contínua de capacidade

Análise do potencial e melhoria de eficiência energética utilizando válvulas de expansão eletrónica de variação contínua de capacidade

Joana Isabel Bela Branco

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Dr. Clito Afonso

Orientador na Empresa: Eng.º João Paulo Pinto



FEUP

**Faculdade de Engenharia da universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Fevereiro de 2016

“Transportai um punhado de terra todos os dias e farás uma montanha”

Confúcio

Resumo

Na refrigeração os consumos de energia são consideráveis. Estima-se que em Portugal representam 4% de toda a eletricidade consumida e que a nível mundial representam 15%. Em empresas onde o sector do frio é crítico, a refrigeração pode representar até 85% do total consumido.

Em relação às emissões de gases com efeito de estufa, estima-se que este sector contribui diretamente através dos fluidos frigorigéneos utilizados e indiretamente através do consumo de energia dos sistemas de acionamento com aproximadamente 2,5% das emissões geradas a nível global [1].

Com o despertar das questões ambientais e com o aumento do preço da energia, começou a surgir uma preocupação crescente relativamente à eficiência energética no sector da refrigeração. Face ao exposto, tornou-se necessário estudar formas de melhorar os sistemas de frio. Com o avanço tecnológico e com a criação de dispositivos mais modernos, surgiram alguns estudos que aconselham a substituição dos dispositivos de expansão por modelos mais recentes, de forma a reduzir os consumos energéticos. Este estudo desenvolve-se nesse sentido e propõe a utilização de uma válvula de expansão eletrónica regulável em vez da válvula de expansão termostática ou eletrónica convencional. Esta dissertação pretende constatar que com a utilização de dispositivos mais recentes existe uma diminuição considerável dos consumos de energia, ao mesmo tempo que se consegue melhorias significativas ao nível da fiabilidade, flexibilidade, facilidade de manutenção e diminuição de ruído e vibração.

Com o intuito de analisar as potencialidades destas novas tecnologias, procedeu-se à análise de duas instalações de média potência, uma com um compressor do tipo inverter e outra com um do tipo on/off, onde se estudaram os consumos dos mesmos. Tendo em conta alguns princípios que podiam ser melhorados, o trabalho desenvolvido permitiu elaborar um conjunto de medidas que visam a redução dos consumos de energia nessas instalações.

Dado que os estudos consultados constataam uma poupança de 8,6% com a válvula **PWM** em relação a uma termoestática e de 10% com a válvula EX3 em relação à válvula **PWM**, a substituição dos referidos dispositivos é recompensada. No entanto, dependendo de instalação para instalação, o investimento inicial e o período de retorno nem sempre tornam o método de eficiência aplicável, considerando-se um período máximo de cinco anos.

Analysis of Energy efficiency improvement potential by using electronic expansion valves with continuous variable capacity

Abstract

Energy consumption in refrigeration is considerable. It is estimated that it represents 4% of the consumed electricity in Portugal and 15% in the world. In companies where the cold sector is critical, refrigeration may represent 85% of the total energy consumption. Regarding emissions of greenhouse gas effect, it is calculated that this sector contributes directly through refrigerants and indirectly through the energy consumption of drive systems with approximately 2.5% of global emissions. [1].

The environmental questions and the increase in energy prices lead to a growing concern with energy efficiency, in order to search new ways of improving cooling systems. With the technological developments and the arising of new modern equipments, there are some studies that recommend the replacement of common expansion devices with newer models in order to reduce energy consumption. This study is developed accordingly and proposes the use of an adjustable electronic expansion valve instead of the thermostatic expansion valve or the traditional electronic valve. Therefore, this thesis intends to find out that with the use of newer devices there is a considerable decrease of energy consumption at the same time it achieves significant improvements in reliability, flexibility, maintainability and less noise and vibration.

In order to analyze the potential of new technologies, we proceeded to the analysis of two average power facilities, one with an inverter compressor type and another with an on/off type, where was studied their energy consumption. The study allowed developing a set of measures that aim to reduce energy consumption in the studied facilities.

The consulted studies say that there are 8,6% of savings with the PWM valve in relation to a thermostatic one and 10% of savings with the EX3 valve in relation to the PWM, which means that replacement of those devices is rewarded. However, depending from installation to installation, the initial investment and the payback period does not always justify applying the efficiency method, considering a maximum period of five years.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer, primeiramente, à SKK, empresa que proporcionou a elaboração deste projeto, ao engenheiro João Paulo Pinto por me ter recebido e acompanhado durante todo este processo, ao engenheiro Luís Cameirão por toda a informação fornecida, ao engenheiro Trajano Pinheiro pela disponibilidade na visita às instalações e ainda pela simpatia de todos os trabalhadores da empresa.

Aproveito também para agradecer ao professor Clito Afonso pelo acompanhamento, disponibilidade e orientação ao longo deste percurso.

Por fim, um especial agradecimento à minha família e amigos por me terem apoiado e incentivado ao longo destes últimos anos.

Obrigada!

Índice

1.Introdução	1
1.1 Apresentação da Empresa SKK	1
1.2 Dissertação no âmbito da Empresa SKK	1
1.3 Objetivos da dissertação.....	1
1.4 Metodologia da dissertação.....	2
1.5 Estrutura da dissertação.....	2
2.Estado de Arte	3
2.1 Revisão de Conceitos de Termodinâmica	3
2.1.1 Diagrama de Mollier	3
2.1.2 Principais parâmetros de avaliação da eficiência de uma máquina Frigorífica	4
2.2 Eficiência Energética	5
2.3 Conceitos de Refrigeração	7
2.3.1 Sistemas de refrigeração	7
2.3.2 Máquina Térmica	9
2.3.3 Ciclo Frigorífico.....	9
2.3.4 Componentes de um sistema Frigorífico	12
2.3.4.1Compressor	12
2.3.4.2 Condensador	13
2.3.4.3 Evaporador	14
2.3.4.4 Dispositivo de Expansão	14
2.3.4.4.1Dispositivos de expansão de abertura fixa	14
2.3.4.4.2Dispositivos de expansão de abertura variável.....	15
2.3.4.5Outros componentes essenciais para o funcionamento dos Sistemas Frigoríficos	19
2.3.5 Sistemas de controlo	21
2.3.6 Fluidos frigorigéneos	21
3Apresentação do Problema	25
3.1 Comparação da eficiência energética de dispositivos de expansão	25
3.3 Impacto das válvulas de expansão nos sistemas de refrigeração de média potência	27
3.3 Válvulas de expansão eletrónica de média potência no mercado	28
3.4 Equipamentos e procedimentos de controlo da válvula EX3.....	29
3.5 Aspetos das válvulas em estudo que diferem das anteriores existentes no mercado	30
3.6 Descrição do caso prático conhecido em laboratório.....	31
4. Análise das instalações e resultados obtidos.....	32

4.1 Método utilizado nas auditorias	32
4.2 Apresentação das instalações	33
4.2.1 Instalação 1	33
4.2.2 Instalação 2	35
4.3 Apresentação dos dados obtidos	41
4.3.1 Instalação 1	41
4.3.2 Instalação 2	44
4.4 Problemas encontrados e possíveis soluções	51
4.5 Possíveis melhorias da instalação através da aplicação de válvulas de expansão eletrônica	53
5. Conclusões	61
6. Referencias Bibliográficas	65
7. Anexos	68

Siglas:

AVAC – Aquecimento Ventilação e Ar Condicionado.

AKV10 – Válvula de expansão electrónica, accionada por **PWM** da Danfoss.

CFC`s – (Cloro**F**luor**C**arbonetos) – Moléculas de Cloro, Fluor e Carbono.

COP (*Coefficient Of Performance*) – Coeficiente de performance.

DCS – Sistema de controlo distribuído.

EEV (*Electronic Expansion Valves*) - Válvulas de expansão eletrónica.

EX3 – Válvula de expansão electrónica, accionada por motor de passo da Dixell.

GWP (*Global Warming Potencial*) – Parâmetro que avalia o potencial de aquecimento global.

HCFC`s (**H**idro**C**loro**F**luor**C**arbonetos) – Moléculas de Hidrogénio, Cloro, Fluor e Carbono.

IPMA - Instituto *P*ortuguês do *M*ar e *A*tmosfera

HFC`s (**H**idro**F**luor**C**arbonetos) – Moléculas de Hidrogénio, Fluor e Carbono.

ODP (*Ozone Depletion Potencial*) – Parâmetro que avalia o potencial de destruição da camada do ozono.

PWM - Válvulas de expansão eletrónica acionadas por modulação de largura de pulso.

PLC (*Programmable Logic Controllers*) – Controladores de programação lógica.

RTU (*Remote Terminal Units*) – Unidades remotas de controlo.

η_F [%] - Rendimento frigorífico.

SCADA (*Supervisory Control And Data Acquisition*) - Sistemas de supervisão e aquisição de dados.

TEV (*Thermostatic Expansion Valves*) – Válvulas de expansão termostática.

Índice de figuras:

Figura 1 - Curva de saturação no diagrama de Mollier, com as três fases representadas e respectivas propriedades constantes [3].	4
Figura 2 - Distribuição dos consumos de energia num sistema de frio [7].	5
Figura 3 – Valor percentual do consumo energético dos componentes de um sistema de refrigeração [8].	6
Figura 4 - Esquema representativo das trocas de calor de uma máquina térmica e da máquina térmica inversa [7].	9
Figura 5 - Representação do Ciclo de Compressão de vapor [10].	10
Figura 6 - Diagrama Entálpico do Ciclo de Compressão de Vapor [10].	11
Figura 7 - Diagrama Entálpico do Ciclo de Compressão de Vapor Real [7].	11
Figura 8 - Gráficos que ilustram a variação da temperatura da câmara frigorífica, em função da carga térmica [3].	13
Figura 9. a) Válvula de expansão automática em equilíbrio estático; b) Válvula de expansão automática totalmente aberta; c) Válvula de expansão automática fechada [3].	16
Figura 10 - Válvula de expansão termostática em equilíbrio estático [3].	17
Figura 11 - Esquema de uma Válvula de expansão eletrónica [3].	18
Figura 12 - Fluidos frigorígenos utilizados no sector da indústria em Portugal [6].	23
Figura 13 – Estrutura da válvula de expansão eletrónica desenvolvida pela Danfoss, AKV10	28
Figura 14. a), b) e c) – Estrutura e sequência do princípio de funcionamento da válvula EX3 da Dixell [25].	30
Figura 15 -Unidade Ecostar da instalação 1, minimercado [28].	34
Figura 16 - Unidade de compressão das temperaturas negativas da instalação 2, pequeno supermercado.	37
Figura 17 – Unidade de compressão das temperaturas positivas da instalação 2, pequeno supermercado.	37
Figura 18 - Variação do consumo total de energia ao longo do período de medição. ..	42
Figura 19 - Variação dos consumos de energia da instalação 1 ao longo dos seis dias de medição.....	43
Figura 20 - Registos do consumo de energia e da temperatura ambiente na instalação 1 ao longo do período de medição.....	44
Figura 21 - Variação do consumo total de energia diária ao longo da primeira fase de medição.....	45
Figura 22 - Variação dos consumos de energia da instalação 2 ao longo da primeira fase de medição.	46
Figura 23 - Registos do consumo de energia e da temperatura ambiente na instalação 2 ao longo da primeira fase de medição.	47

Figura 24 - Variação do consumo total de energia diária ao longo da segunda fase de medição na instalação 2.	48
Figura 25 - Variação dos consumos de energia da instalação 2 ao longo da segunda fase de medição.	49
Figura 26 - Registos do consumo de energia e da temperatura ambiente na instalação 2 ao longo da segunda fase de medição.	50
Figura 27 - Média da temperatura ambiente máxima, média e mínima ao longo dos últimos 20 anos segundo o <i>Instituto Português do Mar e da Atmosfera</i> [32].	54
Figura 28 - Temperatura média ambiente ao longo de um ano segundo o <i>Instituto Português do Mar e da Atmosfera</i> e extrapolação dos consumos de energia diária segundo a semana de teste [46].	55
Figura 29 - Fotografia do controlador XM678D da Dixell [36].	68
Figura 30 - Fotografia do controlador da XEV22D Dixell [36].	68
Figura 31 - Esquema representativo das conexões do controlador, XM678D da Dixell [36].	69
Figura 32 – Esquema representativo das conexões do controlador, XEV22D da Dixell [36].	69
Figura 33 - Esquema representativo da nomenclatura possível dos compressores da Emerson Climate Technologies [37].	70
Figura 34 - Compressor ZB114K5E usado no teste de laboratório da Dixell [37].	71
Figura 35 - Gráfico apresentado pela Dixell como demonstração da poupança do caudal de fluido frigorigéneo com a Válvula EX3 e com a Válvula AKV10, ao longo do teste realizado [23].	72
Figura 36 - Planta representativa do minimercado.	74
Figura 37 - Planta representativa do interior do pequeno supermercado.	75
Figura 38 - Planta representativa do cais 1 e 2, armazém, sala de desmanche e padaria do pequeno supermercado.	75

Índice de tabelas:

Tabela 1 - Projeção das fases de planeamento e método de trabalho.....	2
Tabela 2 - Sectores de utilização de sistemas de frio [7,3].....	8
Tabela 3 - Impactos ambientais dos fluidos frigorigéneos [1].	23
Tabela 4 – Caraterísticas do Sistema do caso do estudo [16].....	26
Tabela 5 - Caraterísticas do compressor na instalação 1 [28].	34
Tabela 6 - Equipamentos de frio da instalação 1 ligados à Unidade Ecostar [28].	34
Tabela 7 - Caraterísticas dos compressores da instalação 2, na central das temperaturas negativas. [28]	36
Tabela 8 - Caraterísticas dos compressores da instalação 2, na central das temperaturas positivas [28].	36
Tabela 9 - Referência dos evaporadores utilizados na instalação 2 e respetivas potênciass, temperaturas e dimensão das câmaras, ilhas, murais e vitrines no pequeno supermercado na linha das temperaturas negativas.....	38
Tabela 10 - Referência dos evaporadores utilizados na instalação 2 e respetivas potênciass, temperaturas e dimensão das câmaras, ilhas, murais e vitrines no pequeno supermercado na linha das temperaturas positivas.....	39
Tabela 11 - Variação da temperatura ambiente no período de medição do consumo de energia da instalação 1.....	42
Tabela 12 - Variação da temperatura ambiente na primeira fase de medição do consumo de energia da instalação 2.....	46
Tabela 13 - Variação da temperatura ambiente na segunda fase de medição do consumo de energia da instalação 2.....	49
Tabela 14 - Extrapolação do consumo diário e anual de energia do sistema ao longo dos meses;	56
Tabela 15 - Poupanças implícitas de cada válvula no consumo do sistema e do compressor.....	56
Tabela 16 - Consumo de energia do sistema de refrigeração da unidade de temperaturas negativas e positivas e respetiva percentagem representativa.	58
Tabela 17 - Percentagem da capacidade de arrefecimento nos equipamentos de arrefecimento das unidades das temperaturas negativa e positiva.	59
Tabela 18 - Modelos e capacidades dos compressores usados no teste de laboratório da Dixell [37].	71
Tabela 19 - Dados apresentados pela Dixell do teste em laboratório relativo à poupança de caudal de fluido frigorigéneo com a Válvula EX3 e com a Válvula AKV10, ao longo do teste realizado [23].....	72
Tabela 20 – Caraterísticas do compressor da Unidade Ecostar da Bitzer [28].....	73
Tabela 21 - Caraterísticas do compressor na unidade de positivos da instalação 2 [28].	76
Tabela 22 - Caraterísticas do compressor na unidade de negativos da instalação 2 [28].	77

Tabela 23 - Consumos de energia do compressor da instalação 1, de 16 a 21 de Outubro de 2015.	78
Tabela 24 - Consumos de energia do compressor da unidade das temperaturas negativas na instalação 2, de 7 a 9 de Dezembro de 2015.....	80
Tabela 25 - Consumos de energia do compressor da unidade das temperaturas positivas na instalação 2, de 11 a 13 de Dezembro de 2015.....	81

1. Introdução

O projeto seguinte enquadra-se no âmbito da Dissertação do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, e contou com o apoio da empresa SKK, que disponibilizou a instalação de Matosinhos, para o desenvolvimento deste estudo. O principal foco deste trabalho incidiu sobre a importância da promoção da eficiência energética no sector da refrigeração.

1.1 Apresentação da Empresa SKK

A SKK, fundada em 1998 é uma empresa de Refrigeração e ar-condicionado. Projeta sistemas de frio para os seus clientes e seleciona equipamentos conforme cada situação. A SKK é representante de várias empresas líderes mundiais, no sector da refrigeração, garantindo desta forma elevada fiabilidade nos seus projetos. A Sede e Centro Logístico estão situados em Matosinhos, dispondo de um escritório em Coimbra para apoio de clientes da zona Centro e Sul.

1.2 Dissertação no âmbito da Empresa SKK

A eficiência energética e os custos energéticos são uma preocupação crescente no sector da refrigeração e no desenvolvimento de novas tecnologias. Nesse sentido, a empresa lançou este tema de dissertação com o intuito de perceber o impacto de novas tecnologias na melhoria da eficiência energética das instalações que projeta.

A regulação contínua da capacidade das válvulas de expansão é um exemplo que permite reduções de consumo face às tecnologias tradicionais. No entanto, a quantificação das reduções de consumo energético expectáveis não são conhecidas com um nível de confiança necessário, nem existe uma análise económica devidamente fundamentada.

Nesta dissertação propõe-se assim a análise e comparação da melhoria da eficiência energética de um sistema de refrigeração através da válvula Dixell EX3 [2].

1.3 Objetivos da dissertação

Analisar a redução do consumo de energia num sistema frigorífico através da utilização de válvulas de expansão eletrónica de regulação contínua de capacidade variável – válvula Dixell EX3 [2].

Com este estudo, pretende-se verificar e quantificar a redução dos consumos de energia com a nova válvula, com o intuito de convencer futuros compradores a investir e calcular o retorno do investimento.

1.4 Metodologia da dissertação

Para o desenvolvimento da dissertação foi tido em conta o seguinte planeamento e método de trabalho, como mostra a tabela 1.

Tabela 1- Projeção das fases de planeamento e método de trabalho.

Introdução ao tema de estudo e ao trabalho desenvolvido na empresa SKK; Formação em sistemas de refrigeração através do Curso virtual da Danfoss [3]; Revisão termodinâmica; Estudo de conceitos de refrigeração e eficiência energética; Investigação dos componentes de um sistema de refrigeração, sistemas de controlo e métodos de melhoria de eficiência energética; Estudo das válvulas de expansão; Pesquisa dos métodos de acionamento das válvulas de expansão eletrónica.	I Fase
Comparação da eficiência energética entre dispositivos de expansão; Pesquisa de informação sobre a válvula AKV10 e estudo dos seus princípios de funcionamento, características e métodos de controlo [4]; Pesquisa de informação, conversação com a Dixell sobre a válvula EX3 e estudo dos seus princípios de funcionamento, características e métodos de controlo [2]; Estudo de caso prático realizado no laboratório da Dixell (comparação a válvula EX3 com a AKV10) [2,4].	II Fase
Estudo de caso prático; Descrição do local e avaliação energética do sistema; Implementação de melhorias na instalação. Proposta de colocação da válvula de modulação de pulso (AKV10) e de motor de passo (EX3) [2,4]; Comparação e conclusão das medições feitas no local; Proposta de trabalhos futuros.	III Fase

1.5 Estrutura da dissertação

Este documento segue a seguinte estrutura de trabalho:

- Estado de arte sobre refrigeração e eficiência energética;
- Estudo de sistemas frigoríficos: ciclos frigoríficos, fluidos frigorigéneos e seus componentes, em especial os dispositivos de expansão;
- Comparação da eficiência energética entre dispositivos de expansão;
- Revisão bibliográfica do impacto das válvulas de expansão nos sistemas de média potência, 10kW a 100kW;
- Caracterizar as válvulas que serão objeto de estudo. Revisão bibliográfica sobre equipamentos e procedimentos de controlo;
- Estudo detalhado da válvula eletrónica PWM, AKV10 da Danfoss e da válvula eletrónica acionada por motor de passo da Dixell EX3 [2,4];
- Descrever a instalação prática; Detecção de problemas;
- Comparação energética entre os dispositivos de expansão eletrónica;
- Análise de resultados, conclusões e trabalhos futuros.

2. Estado de Arte

Nesta fase serão abordados vários temas cuja compreensão foi importante para o desenvolvimento do projeto. Assim, esta secção está dividida em três partes: conceitos de termodinâmica, eficiência energética e conceitos de refrigeração. Nesta última fase far-se-á o estudo de: tipos de sistemas de refrigeração, máquina térmica e máquina frigorífica, ciclo de compressão a vapor, componentes de um sistema frigorífico (sobretudo válvulas de expansão visto serem o principal tema da dissertação), fluidos frigorígenos, normas e novas alternativas.

2.1 Revisão de Conceitos de Termodinâmica

2.1.1 Diagrama de Mollier

O Diagrama de Mollier representa a curva de saturação de um fluido em função da pressão versus Entalpia numa escala logarítmica. Este diagrama é muito utilizado em refrigeração pois permite representar o ciclo termodinâmico de um sistema frigorífico. A curva de saturação no diagrama varia conforme o fluido, podendo assim representar o ciclo frigorífico em função das propriedades do fluido e consoante o seu estado físico [3].

Na figura 1 é possível observar o Diagrama de Mollier, também conhecido por Diagrama P-h, com as três fases distintas, líquido sobreaquecido, vapor subarrefecido e líquido-vapor, separadas entre si por uma linha de saturação [5]. Também nos permite identificar algumas propriedades dos fluidos, existindo linhas constantes de temperatura, densidade, título e entropia, como representado na figura [3].

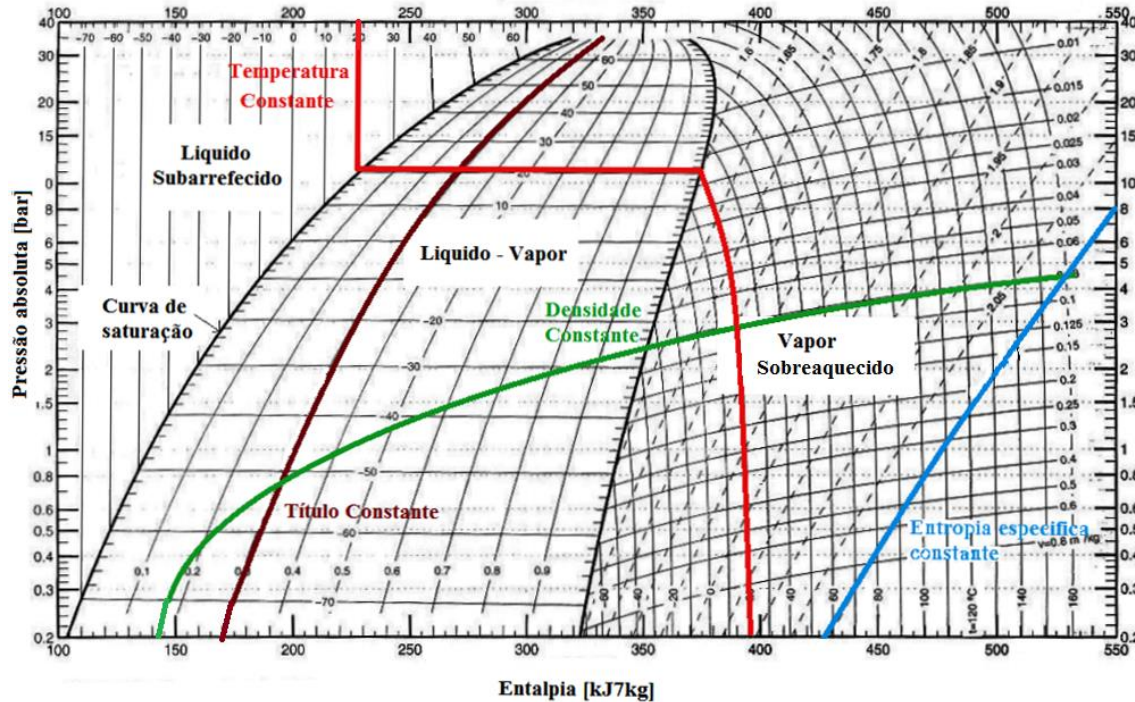


Figura 1 - Curva de saturação no diagrama de Mollier, com as três fases representadas e respectivas propriedades constantes [3].

2.1.2 Principais parâmetros de avaliação da eficiência de uma máquina Frigorífica

COP, razão entre o calor absorvido da fonte fria e o trabalho realizado sobre o fluido. Ou seja, é a razão entre a quantidade de calor que o evaporador absorve e o trabalho realizado pelo compressor. Este valor avalia o desempenho do sistema e toma o maior valor para um sistema reversível que opera entre as mesmas temperaturas, ou seja no Ciclo de Carnot. Quanto maior o valor do **COP**, maior a eficiência da instalação [5]. A expressão (1) mostra como este parâmetro é calculado:

$$COP = \frac{Q_{Evaporador}}{W_{Compressor}} \quad (1)$$

Apesar do ciclo de Carnot apresentar maior eficiência, existem diversas razões que impossibilitam a sua implementação. São o caso da dificuldade em efetuar a compressão a vapor húmido isentropicamente exatamente até ao ponto de vapor saturado e da dificuldade em efetuar a expansão na turbina de um fluido com duas fases. Para além destas questões, os processos deste ciclo são considerados reversíveis, o que em termos práticos não é possível [6].

Rendimento frigorífico, é a razão entre o coeficiente de performance do ciclo e o coeficiente de performance do ciclo de Carnot. O **COP** do ciclo de Carnot é avaliado para as temperaturas extremas do ciclo em análise [7].

A expressão (2) mostra como este parâmetro é calculado:

$$\eta_F = \frac{COP_{Ciclo}}{COP_{Carnot}} \quad (2)$$

2.2 Eficiência Energética

São cada vez mais importantes os temas relacionados com eficiência energética, gestão de energia e fontes de energia renováveis de forma a reduzir os desperdícios, obter uma fonte de energia mais limpa e reduzir as emissões de resíduos para o ambiente [7].

O principal objetivo da refrigeração é a utilização adequada da energia tendo em conta, por exemplo, o descuido dos consumidores, as deficiências inerentes à falta de manutenção dos equipamentos e o aumento da eficiência energética através de novas tecnologias, dispositivos de controlo e regulação do sistema. Outra preocupação neste setor é reduzir as emissões de CO₂ e outros gases poluentes para a atmosfera como o dióxido sulfúrico (SO₂), óxido de nitrogénio (NO_x) e monóxido de carbono (CO) de forma a respeitar as políticas de regulamentação impostas [7].

Em termos de eficiência é importante haver a perceção da quantidade de energia consumida numa indústria de frio. A figura 2 mostra um estudo efetuado pela *Pacific Gasand Electric Company* em 2007, onde apresenta os consumos de energia de um armazém de frio a nível percentual.

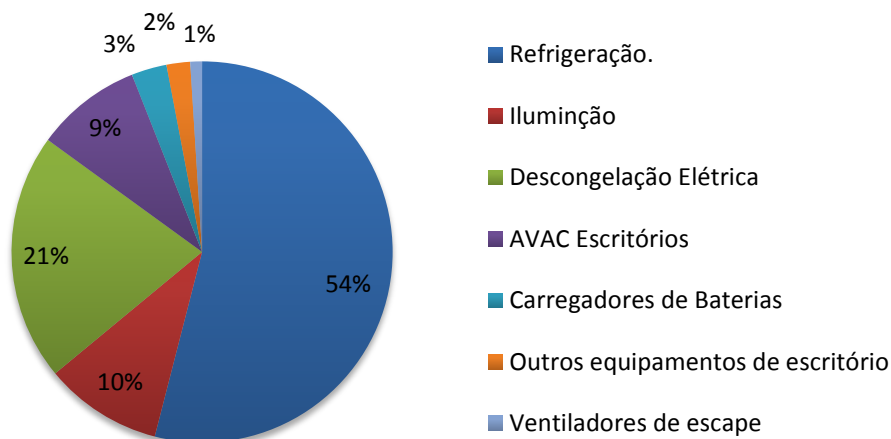


Figura 2 - Distribuição dos consumos de energia num sistema de frio [7].

Como se pode constatar pela figura 2, a descongelação e a refrigeração gastam $\frac{3}{4}$ da energia de um sistema de frio.

De forma a reduzir os consumos de energia nos sistemas de refrigeração é crucial existirem auditorias energéticas. Nessas auditorias faz-se o levantamento dos consumos

do sistema, análise de dados históricos de forma a contabilizar e identificar os consumos de energia e verificar se a sua utilização é a mais apropriada. Também se definem os regimes e horas de funcionamento do sistema, carga térmica e o fator de utilização dos equipamentos, sobretudo na fase de dimensionamento antes da implementação da unidade de refrigeração adequada. No entanto, é necessário ter em atenção que um sistema de arrefecimento normalmente trabalha em carga parcial, de forma a responder a alterações de cargas térmicas elevadas, o que implica um gasto de energia superior. Depois de se caracterizar o sistema e os seus consumos é possível impor estratégias de atuação no sentido de solucionar rapidamente, e com sucesso, as situações mais críticas de ineficiência dos sistemas. Na maioria dos casos estas soluções implicam gastos associados ao investimento que normalmente tem um período de retorno aceitável [8].

Os componentes do sistema de refrigeração que contém maiores consumos de energia são facilmente identificáveis e semelhantes entre casos práticos. A figura 3 mostra-nos a percentagem referente ao consumo de energia de cada componente de um sistema modelo de refrigeração.

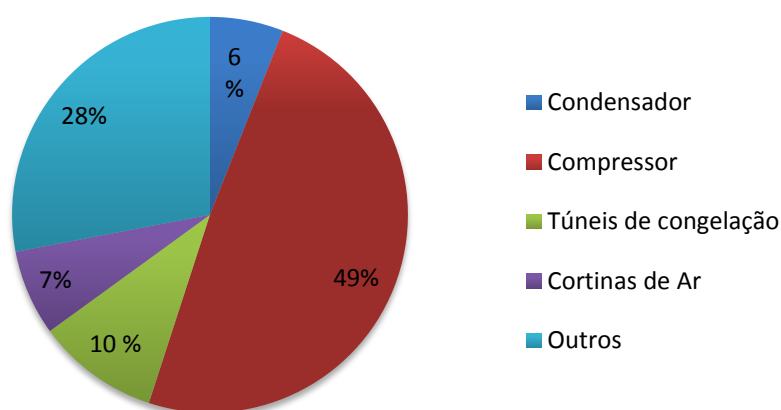


Figura 3 – Valor percentual do consumo energético dos componentes de um sistema modelo de refrigeração [8].

Como se verifica, quase metade da energia gasta no sistema é no acionamento do compressor, mas existe outra parcela com relevância nos consumos de energia em outros componentes, como é o caso do evaporador e dispositivos de controlo.

No caso do compressor, o uso de controladores, variadores de frequência e dispositivos de expansão mais precisos, caso da válvula em estudo, acarretam uma diminuição do consumo que pode atingir os 34%, como o caso de estudo [6]. Outra medida de diminuição de consumo consiste na redução da diferença entre a pressão de entrada e saída do compressor num sistema de refrigeração. Este diferencial de pressão pode ser reduzido através do aumento da pressão de entrada ou diminuição da pressão de saída do compressor. As características da pressão de entrada e saída são um fator importante a considerar quando se planeiam melhorias de eficiência energética.

No caso do evaporador, o consumo de energia pode ser reduzido através de correta manutenção e no processo de descongelação. Consegue-se, por exemplo, um consumo

menor na descongelação dos evaporadores por gás quente, em vez de resistência elétrica. No entanto, é necessário ter em atenção ao calor cedido ao evaporador pois este também irá aquecer o interior da câmara frigorífica, que se pretende arrefecer. Também se conseguem melhorias através do controlo da velocidade dos ventiladores por variadores de frequência nos seus moto-ventiladores e seleccionando evaporadores com maior eficiência na serpentina.

No caso do condensador, o consumo também pode ser reduzido de forma semelhante ao evaporador, instalando variadores de velocidade nos moto-ventiladores, diminuindo o desgaste e melhorando o controlo de pressão.

Para além da intervenção nos componentes principais de um sistema de refrigeração é essencial melhorar o isolamento da câmara frigorífica, alterar o tipo de iluminação, instalar sistemas de controlo integrado, sempre que possível utilizar transportadores de entrada e saída com comportas em vez de portas e instalar portas rápidas. Estas consistem em portas bipartidas, seccionais e deslizantes, que abrem em segundos e podem ser controladas por sensores magnéticos no chão, detetores de movimento óticos ou remotamente por operadores. Estas portas poupam uma quantidade de energia significativa quando comparadas com outras, pivotantes ou cortinas, que não reduzem a infiltração de ar de forma tão eficiente.

Em condições de carga parcial, os variadores de velocidade reduzem a velocidade de operação dos motores elétricos dos equipamentos de condensação, evaporação e compressão, de forma a ajustarem-se à carga necessária. Assim, é melhorada a eficiência do sistema, reduzindo o uso global de energia, pois o equipamento funciona apenas a velocidades necessárias.

Outro fator essencial na redução dos consumos de energia, é o dimensionamento adequado dos componentes da instalação e a escolha do fluido frigorígeno [6].

2.3 Conceitos de Refrigeração

Neste subcapítulo são apresentados alguns conceitos de refrigeração, desde uma breve história da cadeia do frio à composição de um sistema frigorífico, seus componentes, sistemas de controlo e fluidos frigorígenos.

2.3.1 Sistemas de refrigeração

A necessidade de produzir frio surgiu depois da necessidade de produzir calor, há cerca de 150 anos no século XIX. Surgiu com a necessidade de conservar a carne proveniente da caça, assim como do chá, depois da descoberta que estas a temperaturas inferiores se conservavam mais tempo – refrigeração. A necessidade de arrefecimento também era usada no Egipto e Índia através do arrefecimento evaporativo para baixar as altas temperaturas ambientais. Estes utilizavam jarros porosos com água fria do rio que ao evaporar arrefecia e humidificava o meio - climatização. Assim, já desde essa altura, os sistemas de utilização de frio são a refrigeração e a climatização [7].

Os sistemas de refrigeração e climatização podem ser divididos em categorias conforme a sua capacidade e função de arrefecimento:

Tabela 2 - Sectores de utilização de sistemas de frio [7,3].

	Gama de Temperaturas	Gama de Potências	Volume de resfriamento	Aplicação
Doméstico	+2°C a +7°C -18°C a -8°C (compartimento de congelados)	≈1 a 10kW	≈1 a 3m ³	Frigoríficos e congeladores de uso doméstico.
Transporte	-30°C a +2°C	≈1 a 100kW	≈1 a 100m ³	Utilizados para transporte em camiões e vagões ferroviários.
Comercial	-30°C a - 5°C	≈1 a 30kW	≈1 a 40 m ³	Frigoríficos e congeladores de grande porte utilizados em restaurantes, laboratórios, bares, etc.
Industrial	-30°C a - 5°C	≈100 a 1500kW	≈500 a 1500 m ³	Capacidade superior aos de uso doméstico. Requerem um operador de serviço.
Condicionamento de ar	18°C a 25°C	Dependendo do volume a resfriar	Diversificado	Arrefecimento de espaços destinados a pessoas.

Como se pode verificar na Tabela 2, os sistemas de Refrigeração são bastante diversificados, podendo abranger o armazenamento de matéria-prima, produtos alimentares perecíveis, conservação de “alimentos prontos” e transporte dos mesmos. Os produtos perecíveis não são apenas alimentares, podendo ser bastante abrangentes, desde sangue, vacinas, flores, entre outros [7].

Os produtos perecíveis geralmente não são consumidos no local e no imediato, existindo a necessidade de um primeiro tratamento pelo frio no próprio local, a fim de os conservar e de aumentar o tempo de conservação. Geralmente estes são transportados até uma zona de tratamento e armazenamento para mais tarde chegar ao consumidor. Nesta fase também são expostos a um tratamento de frio. Este processo de tratamento designa-se por cadeia de frio e assegura a qualidade dos produtos. Existe assim uma grande gama de temperaturas e dimensões consoante o objetivo da instalação. No entanto, além do parâmetro da temperatura também é necessário ter em conta a humidade relativa, a taxa de renovação do ar (com especial atenção aos produtos de origem vegetal que libertam Dióxido de Carbono e aos produtos alimentares que

libertam odor) e a disposição dos produtos (de forma a facilitar a circulação do ar e a ter em conta as correntes de convecção) [7,3,9].

2.3.2 Máquina Térmica

Uma máquina térmica permite converter calor em trabalho. Recebe calor de uma fonte a alta temperatura, converte parte desse calor em trabalho e rejeita o restante para o meio a baixa temperatura. Numa máquina frigorífica ocorre o processo contrário, pretende-se retirar calor de uma fonte a mais baixa temperatura para outra a alta temperatura. Este processo não é possível sem a realização de trabalho pois o calor flui naturalmente, tal como descrito nos conceitos da termodinâmica, de uma fonte quente para uma fonte fria. A máquina frigorífica designa-se assim de máquina térmica inversa.

Assim como acontece nas máquinas térmicas, as máquinas frigoríficas também fazem referência à máquina de Carnot, que consiste num ciclo de troca de calor de forma reversível entre duas fontes de temperatura o mais eficiente possível, sem perdas de calor. Na realidade este ciclo não é possível, devido às perdas de calor existentes [7].

A figura 4, mostra como as trocas de calor se processam numa máquina térmica e numa máquina térmica inversa.

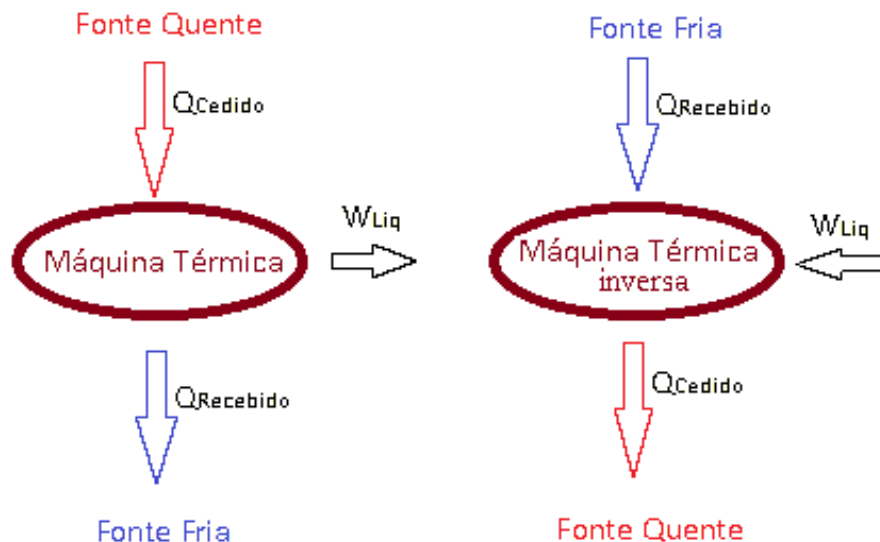


Figura 4 - Esquema representativo das trocas de calor de uma máquina térmica e da máquina térmica inversa [7].

2.3.3 Ciclo Frigorífico

Na refrigeração utiliza-se um ciclo frigorífico para que seja possível o arrefecimento de ar no interior de uma câmara frigorífica através da circulação de um fluido frigorígeno. No ciclo frigorífico ocorrem quatro processos indispensáveis e dependentes entre si. O fluido frigorígeno é arrefecido até à temperatura de evaporação através de um processo de expansão, com recurso a um dispositivo de expansão. Posteriormente, através de um

permutador de calor, evaporador, a temperatura da câmara é arrefecida devido à absorção de energia pelo fluido. De seguida, o fluido entra num compressor onde é comprimido, aumentando de pressão e consecutivamente de temperatura, atingindo a pressão de condensação. No condensador, o calor absorvido do fluido frigorígeno é rejeitado para o ambiente, perdendo calor e atingindo a temperatura de saturação. O fluido de seguida é novamente expandido, dando início a um novo ciclo de refrigeração. Ao ciclo descrito dá-se o nome de Ciclo de Compressão de Vapor [10].

Assim, os principais componentes de um sistema frigorífico são o dispositivo de expansão, o evaporador, o compressor e o condensador. A figura 5 representa um sistema básico de refrigeração e a figura 6 o ciclo correspondente.

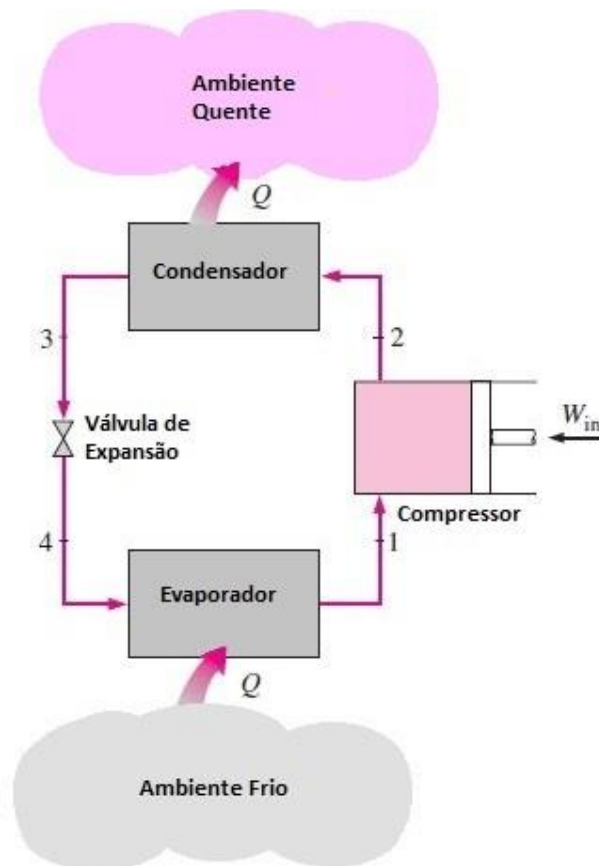


Figura 5 - Representação do Ciclo de Compressão de vapor [10].

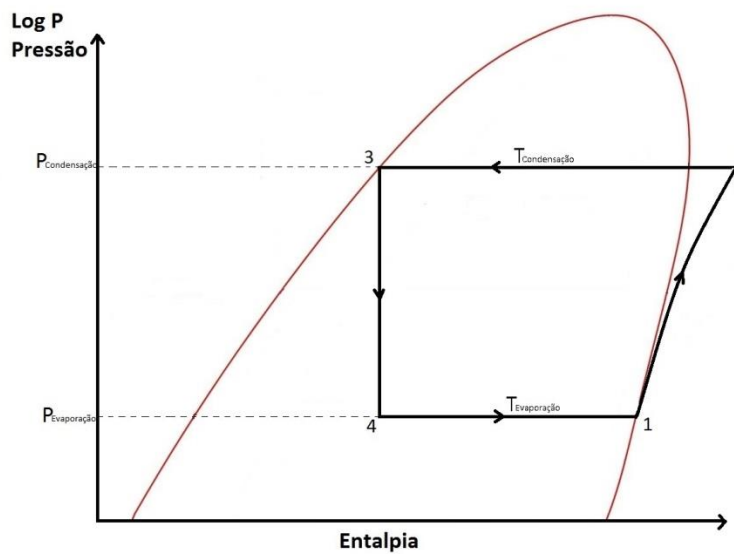


Figura 6 - Diagrama Entálpico do Ciclo de Compressão de Vapor [10].

Na realidade um ciclo frigorífico não é como o representado. No evaporador, o fluido de trabalho absorve calor para além da temperatura de saturação, para garantir que todo o fluido passa para o estado de vapor, de forma a existir uma compressão seca que não danifique o compressor. A esta diferença de temperaturas dá-se o nome de sobreaquecimento. Já no condensador ocorre um processo semelhante. A temperatura desce abaixo do nível de saturação, ficando na fase líquida e permitindo posteriormente ao evaporador uma absorção de energia superior - variação de entalpia superior. A esta diferença de temperaturas na saída do condensador designa-se por subarrefecimento [7]. Na figura 7 pode-se observar o Ciclo de Compressão de Vapor Real.

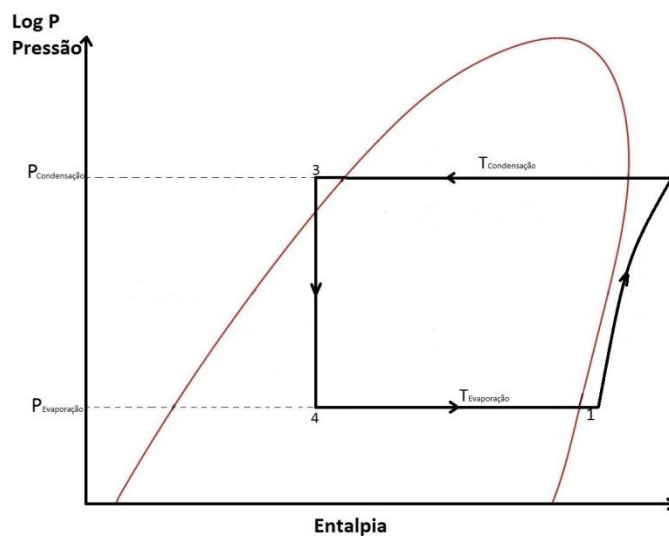


Figura 7 - Diagrama Entálpico do Ciclo de Compressão de Vapor Real [7].

2.3.4 Componentes de um sistema Frigorífico

Para além dos quatro componentes principais, um sistema frigorífico contém dispositivos de regulação e controlo que permitem um correto funcionamento, uma maior durabilidade e uma diminuição do consumo energético. Neste subcapítulo descrevemos a função dos componentes, os seus princípios de funcionamento e de que forma contribuem para o melhor desempenho e consumo do sistema.

2.3.4.1 Compressor

O compressor tem a função de aumentar a pressão do fluido frigorigéneo desde a evaporação até à condensação e promover a circulação deste pelo sistema [11]. A compressão não se dá exatamente no ponto de vapor saturado, como o descrito no ciclo de Compressão de Vapor Teórico, mas sim no estado de vapor sobreaquecido, pois é difícil garantir a temperatura de saturação à saída do evaporador e é preferível que haja uma compressão seca em vez de húmida. Esta última acarreta graves problemas para o compressor, uma vez que as gotas do fluido frigorigéneo podem danificar quer as válvulas, quer a cabeça do cilindro no compressor alternativo, e contribuir para o desgaste do cilindro devido ao processo de lavagem. No entanto, este afastamento do ponto de saturação deve ser controlado para evitar um trabalho de compressão superior e para que não exista um sobreaquecimento elevado e consequentes problemas na lubrificação [7].

Existem quatro tipos de compressores: compressores alternativos ou de pistão, de parafuso, centrífugos e axiais. Os compressores centrífugos e axiais, geralmente usados para estágios de compressão baixos, são cada vez menos utilizados [10].

Dependendo da conceção construtiva, os compressores podem ser herméticos, semi-herméticos ou abertos. Nos compressores herméticos, o compressor e o motor de acionamento encontram-se no interior de uma carcaça, o que em caso de avaria torna a manutenção impossível, servindo geralmente para sistemas de baixa potência. Os compressores semi-herméticos são muito semelhantes aos anteriores, porém o acesso às válvulas e aos pistões já é possível devido à remoção da carcaça do compressor. Nos compressores do tipo aberto, o compressor e o motor estão em compartimentos separados e são conectados por um acoplamento ou corrente [3].

Os compressores, pelo facto de serem os maiores consumidores do sistema, devem ser estudados de forma a não terem consumos de energia desnecessários. Conforme o tipo de acionamento do motor elétrico, os compressores podem ser de dois tipos: on/off e variadores de frequência. De forma a controlar a carga térmica do sistema, inicialmente eram do tipo on/off. Atualmente, este tipo de acionamento não é aconselhável em sistemas de média e alta potência, pois implica um gasto de energia superior, uma vez que o compressor liga e desliga funcionando sempre à mesma frequência, frequência da rede, de forma a ajustar-se à carga térmica necessária. Neste caso, sempre que o motor do compressor é acionado origina um gasto de energia superior, sendo preferível o seu

funcionamento numa gama de velocidade inferior. Por isso, hoje em dia, é comum que os compressores sejam controlados através de variadores de frequência para que haja uma maior adaptação à carga térmica. Este controlo é realizado através da gestão da pressão de entrada e de saída do compressor. Para isso usam-se pressostatos. Estes ajustam a frequência do compressor em função da capacidade da válvula de expansão e do condensador. Se durante um período de tempo não existir uma necessidade de refrigeração, o compressor acaba por se desligar [5,3]. A figura 8 mostra como é feito o ajuste à carga térmica necessária no caso do compressor on-off e com variador de velocidade.

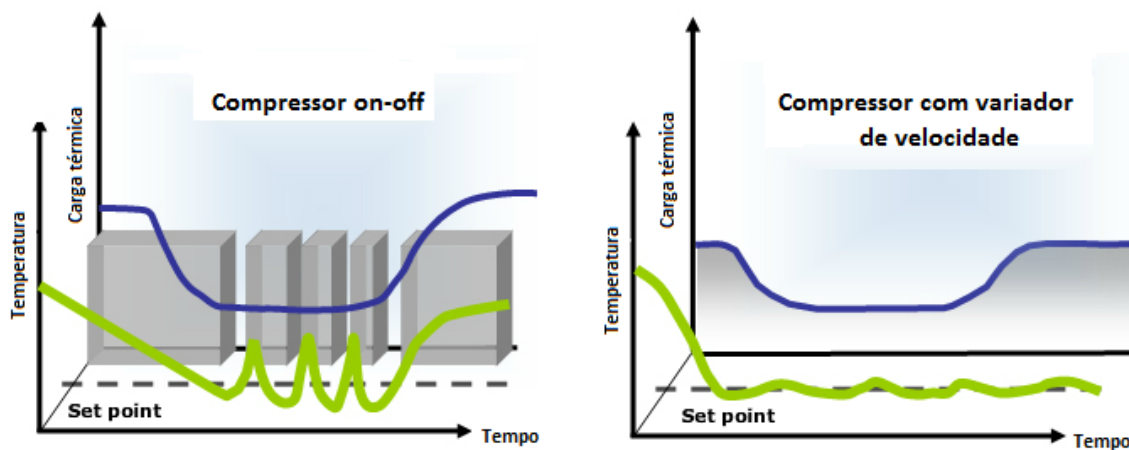


Figura 8 - Gráficos que ilustram a variação da temperatura da câmara frigorífica, em função da carga térmica [3].

Na figura da esquerda observa-se, a cinzento, como o compressor se ajusta consoante a variação de carga térmica. Este liga e desliga-se funcionando sempre à mesma frequência, frequência da rede, fazendo assim a regulação da temperatura da câmara. Pode-se observar que a temperatura da câmara sofre maiores flutuações, em torno do ponto definido como ótimo (set point), que no compressor da direita. Neste caso, este ajusta a velocidade de rotação do motor do compressor para o ponto mais eficiente de acordo com uma determinada carga de refrigeração, permitindo uma regulação mais precisa da temperatura da câmara e um consumo menor, área de trabalho menor.

Os compressores mais antigos podem ser atualizados com microprocessadores de controlo, expositores LCD, transmissores de temperatura, terminais e sensores de pressão e corrente do motor, que permitem uma melhor monitorização, controlo e eficiência [6,3].

2.3.4.2 Condensador

Os condensadores transferem energia para o exterior através da troca de calor entre o fluido frigorigéneo e o meio exterior, normalmente água ou ar. No caso da água, o

fluido é encaminhado para uma torre de arrefecimento para a rejeição final de calor [10].

2.3.4.3 Evaporador

O evaporador funciona como um permutador de calor em que é atravessado um fluido frio com o objetivo de retirar calor ao espaço. O fluido frio entra no estado líquido e sai preferencialmente no estado de vapor para o compressor. Como as temperaturas de trabalho são extremamente baixas, é necessário que exista um dispositivo de descongelamento, pois o gelo criado à volta da serpentina do evaporador funciona como um isolador térmico indesejável. Neste sentido, existem várias tecnologias de descongelamento que recorrem ao uso de gás quente, resistência elétrica, ar e água. Os métodos de gás quente e de resistência elétrica são os mais utilizados em câmaras de temperaturas negativas, enquanto os métodos de ar e de água são os mais utilizados para temperaturas positivas [6].

2.3.4.4 Dispositivo de Expansão

O sistema de expansão, como já referido anteriormente, é responsável pela fase de expansão do fluido frigorigéneo, desde a pressão de condensação até à pressão de evaporação. A expansão ocorre através de um dispositivo de expansão e não através de uma turbina, como no caso das máquinas térmicas. Num sistema de refrigeração o trabalho realizado na fase de expansão é insuficiente para se justificar o uso de uma turbina. Para além disso, a expansão de um fluido com duas fases (líquida e vapor) numa turbina acarreta sérios riscos, nomeadamente a nível da lubrificação [7].

Para uma válvula de expansão funcionar corretamente num sistema de frio sob diferentes condições de carga é necessário considerar os seguintes pontos de dimensionamento: capacidade do evaporador, queda de pressão necessária na válvula, correção da temperatura de evaporação e de sobreaquecimento, determinação do tamanho da válvula e dimensionamento da linha de líquido [12].

Os dispositivos de expansão podem ser de dois tipos: de abertura fixa ou abertura variável [7].

2.3.4.4.1 Dispositivos de expansão de abertura fixa

Tubo Capilar

O tubo capilar consiste num tubo longo de diâmetro constante que faz a ligação do condensador ao evaporador, de um para um, diminuindo a pressão e consecutivamente a temperatura. Esta diminuição da pressão ao longo do tubo é conseguida através de

atrito, devido ao seu diâmetro reduzido. O fluido começa assim a evaporar, passando do estado líquido para o estado de vapor húmido, aumentando a sua velocidade.

Este dispositivo de expansão tem uma reduzida complexidade, boa fiabilidade, custo baixo e ausência de partes móveis, o que dispensa a necessidade de manutenção.

Os principais problemas destes dispositivos são o entupimento devido ao reduzido diâmetro, que podem ser minimizados através de um extremo cuidado na montagem para que não sejam expostos a impurezas. Além deste fator desfavorável, não conseguem regular o caudal do fluido de trabalho quando existem variações de carga térmica no sistema, ou mesmo quando este se encontra em fase de paragem. Como consequência, o fluido à saída do evaporador pode encontrar-se ainda na fase líquida. Nesse caso, como o sistema não o diferencia, o fluido frigorigéneo passa para o compressor na fase de vapor húmido e inunda-o. Para minimizar este risco, por vezes é colocado um acumulador de líquido à saída do evaporador.

Assim, estes sistemas só são eficazes em condições para o qual foram dimensionados e para sistemas de baixa potência, como é o caso dos frigoríficos utilizados nas nossas casas [7].

2.3.4.4.2 Dispositivos de expansão de abertura variável

As primeiras válvulas de expansão de abertura variável eram de carácter manual, necessitando de um operador que fazia o ajuste da válvula através de um manípulo exterior. Assim, com uma maior ou menor abertura conseguia-se o ajuste da pressão à saída do evaporador, controlando os graus de sobreaquecimento. A variação da agulha da válvula fazia a queda de pressão do condensador para o evaporador e o controlo do manípulo da válvula pelo operador restringia o caudal de fluido frigorigéneo, satisfazendo as duas condições principais do sistema. Mas rapidamente surgiram formas mais práticas (automáticas) de regulação [3].

Válvula de expansão automática

As válvulas de expansão automática regulam o caudal de fluido frigorigéneo de forma a manter a pressão constante e consecutivamente a temperatura do evaporador, conforme o dimensionamento do projeto. A válvula contém um diafragma que regula o caudal do fluido através de um orifício que faz o equilíbrio da força de pressão do evaporador, da força da mola e da força da guia da mola.

Na figura 9 a) pode-se observar o normal funcionamento de uma válvula deste tipo com o diafragma em equilíbrio estático, conforme o dimensionamento da válvula. Verifica-se ainda que a força exercida pela pressão atmosférica (P_a) e pressão da mola (P_s) estão igualizadas à pressão da guia da mola (P_{fs}) e à pressão do evaporador (P_e). Na figura 9 b) pode-se observar o que acontece quando a pressão do evaporador diminui. O diafragma move-se para baixo, abrindo a válvula e permitindo que flua mais fluido frigorigéneo para o evaporador, ocorrendo desta forma uma regulação do caudal. Na situação da figura 9 c) ocorre a situação inversa, quando a pressão do evaporador

aumenta, o diafragma da válvula move-se para cima, fechando a válvula de forma a que flua menos fluido para o evaporador [3].

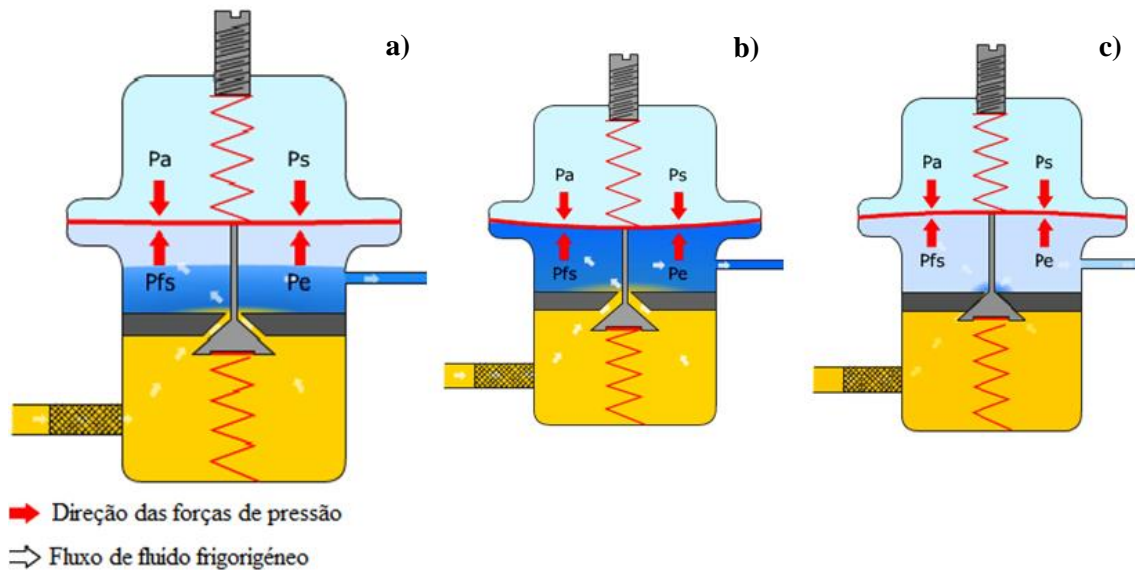


Figura 9. a) Válvula de expansão automática em equilíbrio estático; b) Válvula de expansão automática totalmente aberta; c) Válvula de expansão automática fechada [3].

Estes tipos de dispositivos são usados para sistemas que usam evaporadores de tipo seco de baixas potências até capacidades de 30KW [3].

Válvula de expansão termostática

As válvulas de expansão termostática, também conhecidas como **TEV**, são válvulas analógicas que regulam o caudal de fluido refrigerante através do contacto do bolbo da válvula com a saída do evaporador, controlando assim a temperatura à saída do mesmo, tornando o sistema mais eficiente e evitando que o fluido chegue ao compressor em estado líquido [3]. Esta válvula também permite o controlo dos graus de sobreaquecimento, como na válvula de expansão eletrônica a seguir descrita, mas de uma forma mecânica, o que resulta num controlo menos eficaz. Nestas válvulas geralmente controla-se o sobreaquecimento entre os 6 e 8 Kelvin. Na figura 10 pode-se ver uma válvula de expansão termostática.

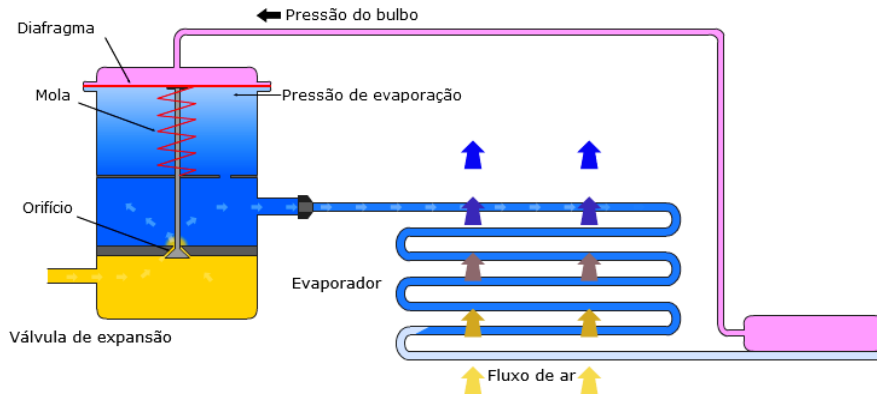


Figura 10 - Válvula de expansão termostática em equilíbrio estático [3].

O princípio de funcionamento é muito semelhante ao da válvula de expansão automática, pois as pressões atuam num diafragma que regula a variação de caudal que passa no orifício. Sempre que a carga térmica aumenta, a temperatura do evaporador aumenta e consecutivamente a temperatura do bolbo também. Este aumento cria uma força superior no diafragma referente à pressão do evaporador que faz com que o diafragma baixe e movimente o orifício da válvula, escapando mais fluido frigorígeno para o evaporador através do orifício. Sempre que a carga térmica diminui, a temperatura do evaporador também, provocando o efeito oposto, tal como acontece na válvula de expansão automática [3].

A igualização da pressão pode ser feita através de dois métodos (como representado na imagem 10): de forma interna, em que a pressão do evaporador é transmitida internamente, ou de forma externa, em que a pressão do evaporador é transmitida para o diafragma a partir da saída do evaporador através de uma conexão externa. O primeiro método é o mais utilizado pelo facto de não possuir partes externas adicionais permitindo melhor montagem. O segundo deve ser utilizado sempre que o evaporador apresente uma queda de pressão acentuada [3].

Válvula de expansão eletrónica

As válvulas de expansão eletrónica também conhecidas como **EEV**, regulam o caudal do fluido frigorígeno que passa no evaporador através do cálculo dos graus de sobreaquecimento à saída do evaporador. Desta forma conseguem um controlo mais preciso do caudal, melhor eficácia em caso de mudanças bruscas de carga térmica e compensação das condições do fluido frigorígeno à entrada da válvula.

Os graus de sobreaquecimento, definidos inicialmente na fase de projeto, são geridos por um controlador que abre e fecha automaticamente a válvula de expansão, através de uma regulação por modulação. Para determinar os graus de sobreaquecimento, o controlador faz uso de um sensor de temperatura e de transmissor de pressão. O primeiro lê a temperatura do fluido à saída do evaporador (temperatura de vapor

sobreaquecido). O segundo transmite ao controlador a pressão à saída do evaporador e transforma-a num valor de temperatura de saturação. A diferença entre a temperatura de saturação e a temperatura à saída do evaporador dá os graus de superaquecimento. Para realizar o controlo do superaquecimento, o controlador é geralmente programado entre 4 e 6 Kelvin [3].

Na figura 11 pode-se ver a estrutura desta válvula no momento em que se encontra aberta.

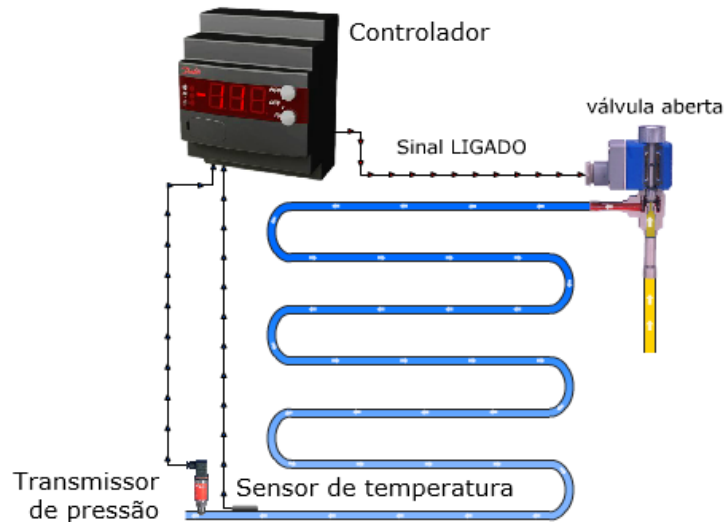


Figura 11 - Esquema de uma Válvula de expansão eletrônica [3].

As válvulas de expansão eletrônica podem ser acionadas de três formas: analógica, através de um bolbo que transmite o valor da temperatura, por modulação de largura de pulso e por um motor de passo.

As válvulas de modulação de largura de pulso, também designadas por **PWM**, usam um circuito solenóide simples que controla o caudal de líquido frigorígeno. Estas válvulas são vulgarmente utilizadas em evaporadores de multi-circuitos devido à sua capacidade para se adaptarem a diferentes cargas térmicas num curto período de tempo, passando de um estado fechado para outro totalmente aberto. Uma desvantagem desta válvula é o elevado consumo de energia, pois o solenóide tem de ser permanentemente alimentado. Outro aspeto negativo, é que quando usadas em sistemas de baixa potência, quando abertas, podem criar uma pulsação excessiva por não possuírem nenhuma posição de abertura intermédia.

As válvulas acionadas por motor de passo são mais eficientes pois permitem uma regulação mais precisa, sendo atualmente as mais fabricadas. Este tipo de acionamento de que faz uso a válvula da Dixell EX3, [2], ao contrário dos motores de passo de corrente contínua, giram quando a energia elétrica é fornecida através de passos distintos por incrementos fixos, usando campos magnéticos. Dependendo do tamanho do passo dos motores, estes podem alcançar um posicionamento mais preciso. O movimento de rotação da válvula pode ser transformado num movimento de translação

através de um acoplamento por sistema de engrenagem ou cremalheira, que executa o movimento de abertura e fecho da válvula. Para além do movimento linear, também é necessário que as válvulas contenham uma força linear significativa capaz de fechar a porta da válvula contra a pressão elevada do sistema [13].

Os dispositivos de expansão de abertura variável em cima apresentados são os mais utilizados, existindo no entanto outros, como o caso das Válvulas de Flutuador [7].

2.3.4.5 Outros componentes essenciais para o funcionamento dos Sistemas Frigoríficos

Válvula Selenóide

É uma válvula eletromagnética do tipo on/off, que controla o caudal de fluido frigorígeno de acordo com o fornecimento de energia. Esta tem dois modos de funcionamento que permitem que a válvula opere normalmente aberta ou fechada. Quando o caudal de fluido frigorígeno é interrompido com o fornecimento de energia na bobine da válvula, designam-se normalmente abertas. Estas podem ainda ser diretamente operadas, abrindo ou fechando o caudal de fluido frigorígeno com o fornecimento de energia, ou servo-operadas. Estas últimas abrem uma porta piloto que permite a abertura gradual da porta principal, de acordo com a diferença de pressão ao longo do diafragma quando há fornecimento de energia, caso sejam normalmente abertas.

No caso de válvulas fechadas diretamente operadas ou servo-operadas, a sua abertura é feita pelo fornecimento de energia, contrariamente às abertas [3].

Válvula de segurança

Tem a finalidade de proteger o compressor de pressões de condensação muito altas e de pressões de evaporação demasiado baixas. Estas válvulas normalmente são acionadas por dois pressostatos simples ou por um duplo [3].

Válvula de pressão diferencial

São usadas entre a saída do condensador e o tanque de líquido, de forma a manter a pressão do gás quente num certo nível dentro do tanque [3].

Regulador de pressão

Pode ser usado para regular a pressão no condensador e evaporador de forma a manter um valor constante, mesmo que a carga térmica, temperatura da câmara frigorífica ou temperatura ambiente se alterem [3].

Separador de Óleo

O caudal de líquido frigorígeno à saída do compressor transporta óleo do mesmo, por vezes em excesso. A função deste dispositivo é fazer com que esse óleo em excesso retorne ao compressor para minimizar a ineficiência do sistema [3].

Filtro secador

É geralmente utilizado antes da válvula de expansão para retirar as partículas indesejadas que podem danificar o sistema ou reduzir a sua eficiência [3].

Visor de líquido

Permite observar a quantidade de caudal frigorígeno no sistema e permite detetar a existência de humidade após o filtro secador [3].

Válvula de fecho ou esfera

Permite isolar os componentes do sistema em caso de revisão e manutenção do sistema de refrigeração [3].

Tanque de líquido

Encontra-se à saída do condensador.

O fluido frigorígeno que sai do condensador entra no tanque, na fase líquida, e posteriormente, conforme a abertura ou fecho da válvula de expansão, o fluido é sugado de forma a regular o caudal do sistema [3].

Termóstato

Permitem medir a temperatura do fluido frigorígeno inserido no sistema. Também permitem medir a temperatura da câmara frigorífica e do meio exterior [3].

Pressostato

Permitem medir a pressão do fluido frigorígeno inserido no sistema.

2.3.5 Sistemas de controlo

Os sistemas de controlo são essenciais nos sistemas de refrigeração, pois controlam e monitorizam o desempenho dos componentes do sistema. Permitem o controlo de diversos parâmetros como a temperatura, pressão, caudal do fluido frigorigéneo, demanda de energia e concentração de oxigénio ou dióxido de carbono. Existem diversos tipos de sistemas de controlo: controlo autónomo, controlo distribuído (**DCS**) e controlo integrado (**SCADA**).

Os controlos autónomos são os sistemas mais simples que permitem gerir as operações individuais dos equipamentos e pequenos processos sem necessidade de supervisão direta. Este tipo de controlo é geralmente usado em sistemas **AVAC**.

Os controlos distribuídos, são um tipo de controlo mais avançado que possibilitam a gestão de vários equipamentos em simultâneo. Resultam na aplicação de dados em tempo real que são aplicados num controlador industrial sem necessidade de supervisão humana.

Os controlos integrados, são sistemas de medição que reúnem dados em tempo real em locais remotos e equipamentos de controlo sem condições de operação e supervisão diretas. Os processos de aquisição de dados iniciam-se nas unidades remotas, **PLC** e **RTU**, com a leitura dos valores dos dispositivos que se pretende controlar. Os **PLC's** e **RTU's** são unidades computacionais específicas que tem como funcionalidade ler entradas, atualizar saídas, realizar cálculos ou controlo. Entre estes dois métodos, os primeiros possuem maior flexibilidade na linguagem de programação e controlo. Ambos recebem instruções do sistema **SCADA**, tomam decisões lógicas e comunicam com o equipamento para executar instruções.

O sistema **SCADA** é o que dispõem das melhores capacidades de comunicação para dar respostas automáticas às necessidades dos sistemas de refrigeração. No entanto, o tipo de sistema mais usado na refrigeração é o **DCS**, apesar de ser um sistema centralizado limitado usado apenas para guardar os dados monitorizados e parâmetros de controlo, como temperaturas de set-point [7].

2.3.6 Fluidos frigorigéneos

Os fluidos frigorigéneos são utilizadas em ciclos de refrigeração, submetendo-se a uma alteração de fase reversível do estado líquido para o estado gasoso, sem alteração da sua composição química [3].

O tipo de fluido utilizado tem grande influência no desempenho dos sistemas de refrigeração, dependendo da sua estrutura e eficiência. A sua adequação a uma dada aplicação é determinada pelas propriedades físicas, termodinâmicas, químicas e por uma série de outros fatores que não se relacionam necessariamente com a capacidade de transferência de calor, nomeadamente custo, eficiência, segurança, potencial de devastação ambiental, compatibilidade com o lubrificante do compressor e outros materiais que constituem o equipamento, entre outros fatores.

A partir de 1970 surgiu a preocupação com os efeitos ambientais na refrigeração. Em 1974, *Mario J. Molina* e *F. S. Rowland*, [1], descobriram que os fluidos frigorigéneos à base de cloro eram suficientemente estáveis para alcançar a estratosfera e agirem como catalisadores na destruição da camada do ozono. Para além desse problema relacionado com os fluidos utilizados, descobriu-se que os sistemas de frio também emitem para a atmosfera alguns gases como CO_2 , entre outros gases gerados nas centrais térmicas durante a produção de eletricidade para o acionamento dos sistemas, contribuindo assim para a destruição da camada de ozono e aumento do efeito de estufa. A crescente preocupação ambiental provocou assim algumas limitações no sector da refrigeração, nomeadamente em relação aos fluidos utilizados [1]. A escolha do tipo de fluido deve portanto ser tida em consideração.

Existem dois grandes grupos de fluidos: os naturais e os sintéticos. Inicialmente, os fluidos naturais, como o amoníaco (NH_3), o dióxido de carbono (CO_2), a água (H_2O), o ar e os hidrocarbonetos como o butano e propano, eram os únicos conhecidos e portanto os únicos utilizados. Posteriormente foram descobertos os fluidos sintéticos, que provêm da sintetização do metano (CH_4) ou do etano (C_2H_6). Estes podem pertencer à família dos **CFC's**, **HCFC's** ou **HFC's**.

Os **CFC's** e **HCFC's** são dois grupos de gases que contribuem para o efeito de estufa, sobretudo os primeiros, que por isso foram banidos, ou limitados, como é o caso dos **HCFC's**. Os **CFC's** constituídos por moléculas de cloro, flúor e carbono, foram proibidos e substituídos pelos **HCFC's**, que consistem em **CFC's** em que alguns átomos de cloro foram substituídos por átomos de carbono, como é o exemplo do R-22, fluido utilizado na válvula da Dixell. Este fluido, hoje em dia, ainda é dos mais utilizados. Contudo, está estabelecido que este não pode ser utilizado em novas instalações e tem de ser rapidamente substituído por outros. Os **HFC's**, são gases nos quais todos os átomos de cloro foram substituídos por átomos de carbono, o que os torna menos poluentes que os anteriores, como é o exemplo do R-134 [6].

Para além dos fluidos naturais e sintéticos existem as misturas. Estas são compostas por dois ou mais fluidos frigorigéneos, o que permite que haja um ajuste das suas propriedades de acordo com o desejável para uma determinada aplicação. Consoante o seu comportamento à mudança de fase, as misturas podem ser Zeatrópicas (R-404A, R-407F e R-410A) ou Azeatrópicas (R-507). Quando há mudança de fase, as primeiras sofrem uma variação de temperatura. No caso das segundas, como se comportam como uma substância pura, não existe variação de temperatura durante a mudança de estado (condensação, evaporação) [3].

Na figura 12 podem-se verificar os gases mais utilizados na indústria em Portugal e observar alguns dos gases já descritos.

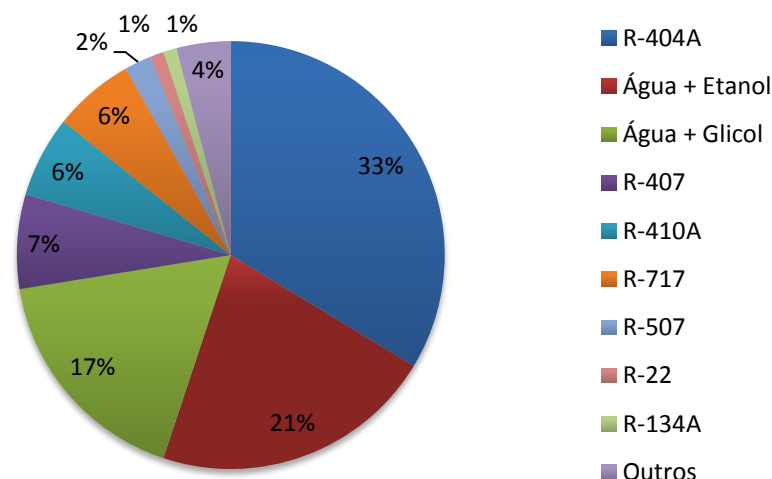


Figura 12 - Fluidos frigorigéneos utilizados no sector da indústria em Portugal [6].

Para quantificar os danos ambientais provocados pelos fluidos frigorigéneos, foram criados alguns parâmetros de comparação segundo o potencial de destruição da camada de ozono, **ODP** e o potencial de aquecimento global, **GWP**. Para além disso, em 2020 a legislação visa proibir os gases de refrigeração com elevados potenciais de aquecimento global em projetos de novas instalações, o que implica que os fluidos frigorigéneos sejam substituídos por novas substâncias, desenvolvidas para terem menor impacto ambiental e maior eficiência energética [1,6].

Tabela 3- Impactos ambientais dos fluidos frigorigéneos [1].

Fluido	Potencial de Destruição da camada do Ozono	Potencial de Aquecimento Global
R-22	0,04	1790
R-404a	0	3700
R-410A	0	2100
R-407	0	1700
R-134A	0	1370
R-507	0	0,85
R-717	0	0

Na tabela 3 pode-se observar o potencial de aquecimento global dos fluidos frigorigéneos e perceber as suas diferenças. É de realçar o potencial de destruição da camada do ozono do fluido R-22 [1].

Como alternativa aos fluidos R404A, R407 e R507, existe no mercado um fluido frigorigéneo que combina um excelente desempenho de arrefecimento com uma eficiência energética e propriedades ambientais melhoradas, o Opteon XP40 (R449-A), que possui um potencial de aquecimento global de apenas 1397. É um fluido azeotrópico que portanto deve ser carregado na fase líquida para prevenir o fraccionamento. Destina-se ao uso em aplicações de expansão direta, comerciais e industriais de baixa e

média temperatura. É adequado para novas instalações e para uma substituição simples dos sistemas existentes, pois é compatível com os lubrificantes utilizados [14].

Ao longo desta seção foram descritos os gases utilizados nas válvulas de expansão eletrônica que serão objeto de estudo, nos capítulos seguintes.

3 Apresentação do Problema

Como já foi referido, cada vez mais existe uma crescente preocupação com a eficiência energética no sector da refrigeração, o que leva à substituição dos equipamentos tradicionais por tecnologias mais modernas e dispositivos de controlo mais precisos e eficientes, como é o caso das válvulas de expansão electrónica. Estes dispositivos no entanto encontram-se pouco desenvolvidos nas instalações em Portugal, revelando-se necessário resolver esta lacuna nos sistemas de refrigeração. Partindo deste problema, este capítulo foca-se na apresentação e descrição dos princípios de funcionamento e controlo de novos dispositivos de expansão eletrónica e quais os seus impactos nos sistemas de média potência, com o objectivo de aumentar o conhecimento sobre estes mecanismos capazes de tornar os sistemas mais eficientes. Neste sentido abordam-se dispositivos bastante utilizados no mercado, comparando-os sobretudo a nível energético, visto ser o conceito em voga.

Também é apresentado um caso prático da válvula em estudo, realizado em laboratório, que compara a eficiência energética e consumo do caudal de fluido frigorígeno com uma válvula atualmente bastante utilizada em sistemas de refrigeração. Esta válvula, a AKV10 da Danfoss, é a utilizada na instalação prática do caso 2 do capítulo seguinte [4].

3.1 Comparação da eficiência energética de dispositivos de expansão

A avaliação da eficiência energética dos dispositivos de expansão é muitas vezes realizada pela comparação entre dispositivos. Devido ao avanço tecnológico, normalmente é feita a comparação do tubo capilar com as válvulas de expansão termostática e da válvula de expansão termostática com a válvula de expansão electrónica. Estes dispositivos conduzem a um comportamento e consumos de energia diferentes no sistema quando ocorrem diferenças de carga térmica e conforme a temperatura ambiente, sobretudo na fase de paragem do ciclo do sistema frigorífico durante o arranque do compressor.

O **Tubo Capilar**, como já descrito no capítulo 2, é um dispositivo simples sem partes móveis. Este dispositivo, utilizado a nível doméstico e comercial, quando comparado com a válvula de expansão termostática e electrónica em situações de diferente carga térmica, temperatura ambiente, velocidade do compressor e número de horas de funcionamento, apresenta consumos inferiores de energia para o qual o sistema foi dimensionado. Contudo, como não possuem nenhum controlo da temperatura e pressão do fluido frigorígeno à saída do evaporador, quando existem maiores variações de carga térmica podem sair do evaporador ainda na fase líquida, enchando o compressor.

Além disso, quando usados em sistemas com maiores capacidades de frio, maior variação de carga térmica e para temperaturas ambientes superiores, a situação inverte-se levando a consumos energéticos superiores [15].

A **válvula de expansão termostática** é um dispositivo mais complexo do que o tubo capilar. Controla o caudal de fluido frigorigéneo através do ajuste dos graus de sobreaquecimento à saída do evaporador, igualizando o valor da pressão no interior da válvula de forma mecânica. A válvula de expansão eletrónica realiza o mesmo ajuste mas através da transmissão dos valores de temperatura e pressão à saída do evaporador para o controlador eletrónico, que realiza o ajuste desses parâmetros.

A válvula de expansão termostática contém algumas limitações no desempenho do sistema, nomeadamente pelo facto de requerer uma queda mínima de pressão entre o condensador e o evaporador e uma temperatura de condensação elevada, o que impede a sua utilização em sistemas em que a temperatura de condensação é baixa, como por exemplo, nos sistemas arrefecidos a ar. Estas limitações resultam em gastos de energia superiores, sobretudo quando existem variações significativas de carga térmica [3].

Existem diversos estudos de comparação de eficiência energética entre as válvulas de expansão termostática e eletrónica. Um dos estudos conclui, através do caso prático [16], que as válvulas de expansão termostática apresentam consumos superiores de energia em sistemas que operam a altas e médias temperaturas quando trabalham a uma temperatura ambiente entre -5°C e 35°C (temperaturas mediterrâneas). As válvulas de expansão eletrónica conseguem poupanças mais significativas quando o sistema é sujeito a temperaturas ambientes entre 10°C e 20°C, conseguindo poupanças de 35% no caso de sistemas de arrefecimento a médias temperaturas ($T_{\text{Evaporação}}$ de -10°C) e de 40% no caso de sistemas de arrefecimento a altas temperaturas ($T_{\text{Evaporação}}$ de -40°C) [16].

O caso de estudo descrito é muito semelhante àquele em que foi realizada a auditoria exposta no capítulo seguinte. Na tabela 4 observam-se algumas características do sistema que ajudam a fazer a ponte de ligação para o caso prático.

Tabela 4 – Caraterísticas do Sistema do caso do estudo [16].

	Sistema de altas temperaturas	Sistema de médias temperaturas
Fluido frigorigéneo	R-404a	R-404a
$T_{\text{evaporação}}$	-34°C	-13.5°C
T_{ambiente}	10°C	10°C
Potência instalada do compressor	75kW	325kW

Num sistema de arrefecimento deste tipo, o retorno de investimento de substituição de válvulas **TEV** por **EEV**, dependendo das tarifas, é geralmente de 1,5 a 2 anos, nunca ultrapassando os 5 anos (período a partir do qual já se considera pouco rentável) [16].

O maior consumo de energia nos sistemas de refrigeração ocorre na fase de arranque do compressor, como já referido no capítulo anterior. A demanda de refrigeração é variável

conforme a carga térmica e obriga a que se instalem unidades de refrigeração com capacidades superiores à carga máxima esperada de arrefecimento. Consequentemente, a capacidade de arrefecimento da unidade tem de ser controlada de forma a regular o ambiente da câmara frigorífica. Desta forma, analisou-se o caso de estudo [17], que compara a válvula eletrônica com a válvula termostática associada ou não a uma válvula solenóide, de forma a compreender as diferenças de funcionamento e consumo de energia do sistema no período de arranque do compressor.

O princípio de funcionamento deste compressor é do tipo on/off, o que provoca uma série de ineficiências energéticas no arranque do mesmo. Os efeitos dessas ineficiências têm um valor significativo.

A utilização de uma válvula de expansão pode reduzir algumas dessas ineficiências até um máximo de 8,6% e criar um arranque mais suave do sistema, aumentando a sua durabilidade [17].

Os primeiros estudos de eficiência energética tinham como principais componentes de análise somente os compressores e os permutadores de calor (evaporador e condensador). No entanto, rapidamente surgiu a necessidade de se estudar os dispositivos de expansão e respetivos efeitos causados no sistema, pois estes embora não possuam consumos elevados, conseguem que o sistema alcance consumos menores de energia através da regulação do caudal de líquido frigorígeno na linha de sucção para o compressor.

3.3 Impacto das válvulas de expansão nos sistemas de refrigeração de média potência

As válvulas de expansão em sistemas de média potência têm sido objeto de estudo. Geralmente considera-se estes sistemas compreendidos entre 10 e 100kW. Por comparação, as válvulas de expansão termostáticas requerem um investimento inicial mais baixo que as de expansão eletrônica, no entanto, por vezes estas conseguem ter consumos significativamente inferiores de energia, como já relatado no ponto anterior. Por este motivo, por vezes é vantajoso optar por uma válvula de expansão eletrônica. Recentemente começou-se a explorar um novo método de acionamento e controlo neste tipo de válvulas através do controlo por motor de passo, o que permite melhorar a eficiência do sistema. Assim, consegue-se um ajuste mais preciso do caudal do fluido frigorígeno, alcança-se um consumo inferior e necessita-se de menor quantidade de energia para o funcionamento da válvula. Este método de acionamento permite ainda um arranque mais preciso e suave na fase de paragem do compressor, aumentando desta forma a sua durabilidade. Para aproveitar ao máximo esta característica da válvula de expansão eletrônica, é desejável que o compressor seja do tipo inversor. Desta forma, conseguir-se-á um ótimo funcionamento e consumo do sistema, através de uma regulação mais precisa do caudal de fluido frigorígeno face às variações de carga térmica, evitando assim o sucessivo arranque do compressor - momento de maior consumo energético de todo o sistema.

3.3 Válvulas de expansão eletrônica de média potência no mercado

Existem diversas marcas de comercialização de válvulas de expansão eletrônica no mercado, sendo que as mais conhecidas são as válvulas da Danfoss, [4], Emerson Climate Technologies, [2], Sanhua, [18], Carel, [19], Carrier, [20], Castel, [21], Parker, [20], e Refrigerera [22]. Estas válvulas diferem na capacidade, dimensão, tipo de material, fluido frigorígeno utilizado, temperatura e pressão média de utilização, humidade relativa de instalação e temperatura ambiente.

As válvulas que são objeto de estudo são a da Dixell EX3 e por comparação a AKV10 da Danfoss. [2,4] A segunda foi escolhida por ser a utilizada na instalação 2 e por ser aquela que a Emerson Climate Technologies utiliza para comparar a eficiência energética de um sistema de média potência de aproximadamente 28kW, em que o fluido de trabalho utilizado é o R-404a [23]. Como mostra a figura 13, a válvula da Danfoss tem a seguinte estrutura e características.

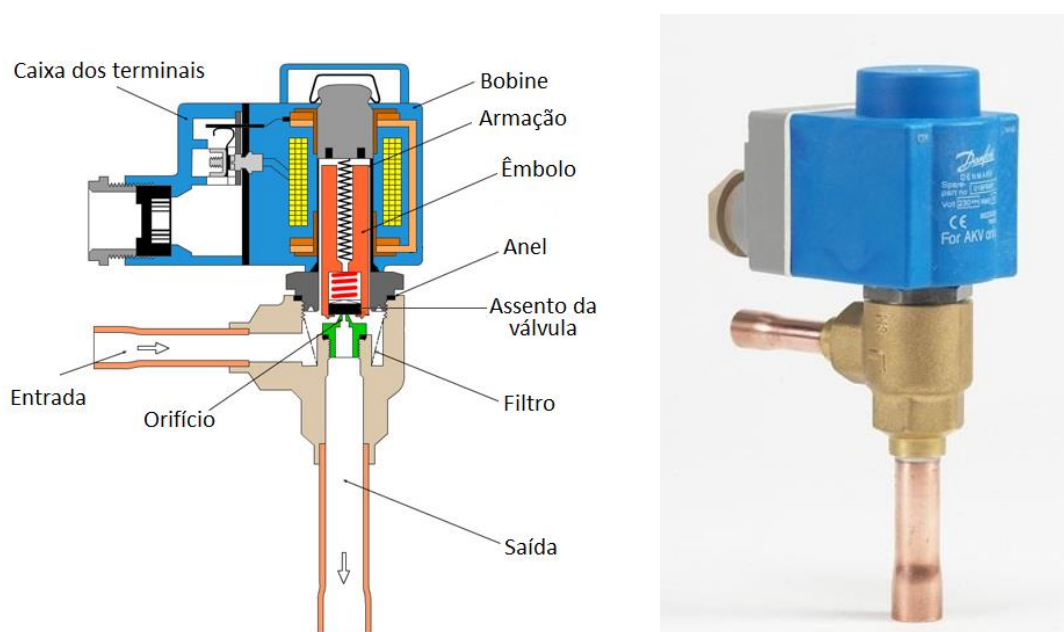


Figura 13 – Estrutura da válvula de expansão eletrônica desenvolvida pela Danfoss, AKV10 [4, 24].

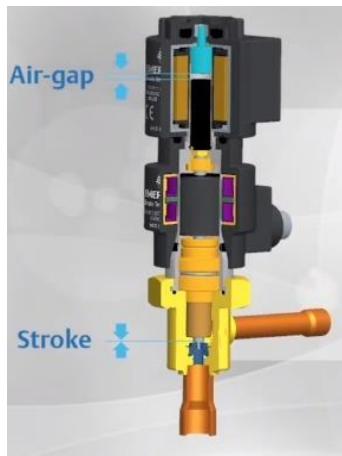
Esta válvula pertence à série **PWM**, o que quer dizer que é acionada por modulação de largura de pulso, frequentemente utilizada em sistemas de ar condicionado, pequenos chillers, bombas de calor e sistemas de refrigeração. Está disponível em diversas versões para todos os fluidos frigorígenos de uso comum, como é o caso do R-22, R-134a, R-404a, R-407c e R-410a. No caso do R-22, a capacidade nominal varia entre 1,68 kW e 83,4 kW. São válvulas compactas, levemente angulares, de fácil montagem (mesmo em situações de espaço reduzido), bidirecionais, que permitem um consumo de energia mais baixo do sistema, comparativamente com as válvulas de expansão termoestática. A modulação ocorre por meio de magnetismo, como relatado no subcapítulo 2.3.4 [4].

No caso prático pretende-se substituir esta válvula por outra nova existente no mercado, de outra marca, a válvula da Dixell EX3, pertencente à Emerson Climate Technologies. Esta é uma válvula de expansão eletrônica acionada por motor de passo, que permite um ajuste mais preciso, e integra um solenóide que permite desligar o sistema em caso de falha de energia. Possui uma bateria associada ao motor de passo, que permite uma melhor autonomia e não necessita de um sistema paralelo de alimentação.

A válvula EX3 opera com os seguintes fluidos frigoríficos: R-22, R-134a, R-404a, R-407f e R-507. No caso do R-22, a capacidade nominal varia entre 1,59 kW e 25,34 kW, contendo assim capacidades mais baixas que a da Danfoss quando esta trabalha com o mesmo fluido frigorífico [2].

3.4 Equipamentos e procedimentos de controlo da válvula EX3

Nas figuras 14 a), b) e c) é explicado o princípio de funcionamento desta válvula de forma a compreender e a interpretar o seu mecanismo e suas características únicas.



a)

A válvula encontra-se fechada.

Quando o solenóide da válvula é acionado por corrente, os orifícios são fechados e a válvula fica completamente fechada.



b)

Quando é necessário ativar a válvula, o solenóide deixa de ser alimentado e o motor de passo é totalmente ativo. A cavidade de ar é comprimida, permitindo que o motor central mova o rotor interno da válvula, abrindo o curso, permitindo o controlo dos graus de sobreaquecimento à saída do evaporador. O caudal do fluido frigorífico é assim controlado através do ajuste do curso através do motor de passo.



c)

Quando existe um corte de energia ou termina o pedido de arrefecimento, a válvula é imediatamente fechada, a bobine do motor é desligada e o curso é imediatamente fechado, voltando ao seu estado inicial.

Este mecanismo é essencial em momentos de falha de energia e outras situações indesejadas em que seja necessário o fecho rápido da válvula, como em caso de vibração.

Figura 14. a), b) e c) – Estrutura e sequência do princípio de funcionamento da válvula EX3 da Dixell [25].

Dispositivos de controlo

Esta válvula é gerida por um controlador, que permite o ajuste das válvulas eletrónicas de motor de passo e possibilita o controlo do sobreaquecimento do fluido de trabalho que entra na unidade de refrigeração. O controlador, de fácil programação, otimiza o desempenho do sistema e assegura a funcionalidade do evaporador independentemente do clima ou da carga térmica a que é sujeito. Está válvula é compatível com o controlador da Dixell XM678D e XEV22D [2], [Anexo A].

3.5 Aspetos das válvulas em estudo que diferem das anteriores existentes no mercado

A Válvula da Dixell, acionada por motor de passo, quando comparada com as válvulas **PWM** e com válvulas de expansão termostática permite uma melhor eficiência energética, devido ao ajuste linear de 10 a 100% com 650 passos, uma regulação mais suave e eficaz face às variações de carga térmica e temperatura ambiente e um ajuste mais preciso do sobreaquecimento e da temperatura do sistema. Em funcionamento normal também apresenta menor vibração e ruído. A válvula possui ainda um filtro que pode ser limpo, impedindo que se danifique e prevenindo o seu desgaste, e contém menos material interior, evitando o desgaste das articulações e fugas de líquido para o exterior.

A válvula EX3 é de fácil instalação e manutenção, e tem uma maior adaptabilidade de capacidade e flexibilidade de uso devido às partes móveis e aos orifícios de carácter substituível [23,2,26].

3.6 Descrição do caso prático conhecido em laboratório

Descrição do sistema da Emerson Climate Technologies:

Os testes foram realizados nos laboratórios da Emerson Climate Technologies, onde foram testadas duas válvulas de expansão eletrônica já descritas anteriormente: a AKV10 da Danfoss e a EX3 da Dixell. Este estudo foi importantíssimo para a aprendizagem e percepção da potencialidade da nova válvula, uma vez que atualmente não existe nenhuma instalação com a válvula da Dixell, visto que é um produto bastante recente.

O sistema alvo de estudo tinha assim as seguintes características:

- Sistema de Cremalheira com variações de carga, a fim de manter a energia do sistema de aproximadamente 28KW;
- Pressão de evaporação: 3,7bar;
- Pressão de descarga: 17,5bar / 40°C;
- Fluido frigorigéneo: R-404a;
- Compressores utilizados: 1 x ZBD114K5E-TFD; 1 x ZB95K5E-TFD; 1 x ZB58K5E-TFD [Anexo B].

Descrição do sistema: três câmaras frigoríficas (queijo, charcutaria e carne).

Cada câmara continha um evaporador (com três ventoinhas) e uma válvula de expansão. As câmaras estavam ligadas a três compressores em série e consecutivamente a dois condensadores (com duas ventoinhas cada). [23]

Resultados Conhecidos:

A comparação dos dois sistemas permitiu conhecer algumas importantes vantagens da utilização da válvula da Dixell. Esta consegue uma poupança de 12% do caudal de fluido frigorigéneo, pelo que se pode dizer que a poupança do caudal de trabalho, corresponde a uma diminuição da potência na mesma ordem. A válvula da Dixell conseguiu ainda uma poupança de energia de 18% nos controladores, dispositivos de controlo e acionamento do sistema e 1% de energia no compressor por cada mais 0,14bar na pressão de condensação [23], [Anexo C].

Assim, conclui-se que o sistema equipado com a nova válvula é mais eficaz e alcança consumos menores de energia a nível global. Neste estudo estimam-se poupanças na ordem dos 13%, no entanto, a marca assegura somente 10% [23].

4. Análise das instalações e resultados obtidos

Neste capítulo são apresentadas duas instalações reais, onde são analisadas as características e consumos de cada uma, os componentes utilizados, os problemas detetados ao longo das vistas e, por último, abordam-se possíveis soluções de melhoria de eficiência energética. O objetivo da análise destas instalações, além de permitir compreender o funcionamento de uma instalação real, possibilitou visualizar os componentes estudados em funcionamento. Esta análise foi essencial para a comparação dos dispositivos de expansão que foram alvo de estudo e possibilitou a melhoria dos consumos das instalações através dos mesmos.

Na auditoria à primeira instalação, que contém válvulas de expansão termostática da Danfoss, foi importante para a compreensão do mecanismo destas, que embora sejam as mais utilizadas no mercado nem sempre são as mais vantajosas a nível energético, como já desenvolvido no capítulo anterior [27].

Na visita à segunda instalação, que contém uma válvula de expansão eletrônica da mesma marca, Danfoss, foi importante para se conseguir fazer uma comparação teórica a nível energético no caso da implementação de um dispositivo mais moderno, a válvula EX3 da Dixell. [2,4] Esta comparação apenas foi possível através do conhecimento das características e do caso prático realizado em laboratório, já abordado no capítulo anterior, que compara estes dois dispositivos. Deste modo, pretende-se chegar à conclusão da quantidade de energia poupada no consumo do sistema no caso de se implementar a nova válvula EX3. Pretende-se ainda prever o investimento necessário para a implementação da mesma, seja em caso de substituição ou nova instalação, e calcular o tempo de retorno desse investimento.

4.1 Método utilizado nas auditorias

As auditorias às instalações foram divididas em três fases, nas quais se utilizaram os métodos a seguir apresentados.

Na primeira fase conheceu-se a unidade de compressão e de condensação e percebeu-se as seguintes características:

- Número de compressores da unidade e tipo (on/off ou inverter); Capacidade do/s compressor/es;
- Fluido frigorigéneo utilizado na instalação.

Na segunda fase visitou-se o interior do supermercado onde:

- Foram observados os equipamentos que estavam ligados à linha de arrefecimento e a que temperaturas estavam sujeitos. Foram ainda identificadas as dimensões, as referências e a capacidade de arrefecimento dos equipamentos;

- Foram visitadas as câmaras, murais, ilhas e vitrines e fez-se o levantamento dos componentes na linha de baixa pressão (evaporador e válvula de expansão), tendo em conta a sua dimensão, capacidade e temperatura do equipamento que realiza o arrefecimento.

Na terceira fase montaram-se os equipamentos de medição dos consumos de energia, Effergy, e conversou-se com os responsáveis de supermercado e instaladores para:

- Saber quais os problemas típicos e avarias das instalações;
- A que horas são realizadas as reposições nos supermercados e qual o horário em que há mais utilização das instalações por parte do clientes;
- Perceber as mudanças de funcionamento dos sistemas face à substituição de tecnologias anteriores por tecnologias mais modernas, caso da instalação 1 em que se tinham dois compressores on/off e se alterou para um inverter.

4.2 Apresentação das instalações

Neste subcapítulo são apresentadas as duas instalações de média potência que se visitou ao longo do estágio no âmbito da dissertação. A primeira instalação, situada num minimercado, tem uma potência de arrefecimento de aproximadamente 23,8kW que apenas utiliza equipamentos que realizam o arrefecimento de alimentos a temperaturas positivas. A segunda instalação, situada num supermercado, tem uma capacidade de arrefecimento de 33,75kW para equipamentos que trabalham a temperaturas negativas e 136,8kW para temperaturas positivas. Ambas as instalações localizam-se no distrito de Coimbra.

4.2.1 Instalação 1

A primeira instalação é constituída por uma unidade Ecostar e é composta por: condensador, reservatório de líquido e um compressor da Bitzer, de velocidade variável, com uma potência instalada de 8,99kW [28]. O condensador é do tipo arrefecido a ar. Na linha de baixa pressão, a instalação contém uma válvula de expansão termostática em cada unidade de arrefecimento, imediatamente antes do evaporador. O evaporador da câmara frigorífica das carnes realiza o processo de descongelação por resistência elétrica, não sendo o mais eficiente pois transfere calor para o interior da câmara que se pretende arrefecer. Nos murais e vitrines o processo de descongelação é feito por meio de gás quente, um processo mais eficiente que o anterior, mas de forma pré-programada, não detetando gelo quando existe.

O ciclo de refrigeração do sistema é realizado a compressão a vapor, recorrendo ao R-404a como fluido frigorigéneo. A temperatura de evaporação é de -10°C e a temperatura média ambiente na semana de teste é de 18,5°C.

Tabela 5 - Características do compressor na instalação 1 [28].

Referência do compressor	4 EES-6.F1Y-40S
Potência	2,02kW a 8,99kW
Capacidade de arrefecimento	7,68kW a 23,8kW
Frequência	25Hz a 87Hz
Intensidade da corrente a 400V	3,57A a 14,02A

Na tabela 5 são apresentadas as características do compressor, tendo em conta o ciclo utilizado, fluido frigorígeno, temperatura de evaporação e ambiente. Na figura 15 observa-se a unidade Ecostar da Bitzer, criada para pequenas superfícies comerciais onde não é possível criar um espaço para a montagem do compressor no interior do edifício, sendo assim montada na parte exterior. Devido a esta condição a unidade é preparada para resistir às intempéries e ambientes adversos, como atmosferas marítimas.



Figura 15 -Unidade Ecostar da instalação 1, minimercado [28].

Tabela 6 - Equipamentos de frio da instalação 1 ligados à Unidade Ecostar [28].

Expositores no Supermercado	Comprimento [m]	Volume [m ₃]	Potência de arrefecimento [kW]
Mural de Frutas e Legumes	1,9	-----	3,2
Mural de Laticínios (Iogurtes)	2,5	-----	4,5
Mural de Laticínios (Manteigas)	2,5	-----	4,5
Vitrine de charcutaria	2,5	-----	0,8
Vitrine de Charcutaria	1,9	-----	0,6
Câmara Frigorífica (Carnes)	----	36	3,8

Na tabela 6 são apresentados os equipamentos sujeitos a arrefecimento, com a respetiva capacidade de arrefecimento e dimensão.

Quando analisados todos os equipamentos da instalação verifica-se que, no seu conjunto, em plena carga requerem uma potência de arrefecimento de 17,29kW, sendo a potência de arrefecimento da unidade de 23,8kW. Como se verifica através dos valores anteriores, a instalação foi dimensionada tendo em conta as necessidades de todos os equipamentos de refrigeração, considerando a situação mais desfavorável em que todos os equipamentos trabalham em plena carga no mesmo momento. O dimensionamento da instalação também tem em conta o caso mais desfavorável relativamente à temperatura ambiente, cujo valor máximo equacionado pela Bitzer é de 32°C. Nestas alturas o COP da instalação diminui e a potência de arrefecimento passa a ser de 19,18kW, um valor muito próximo do exigido pelos equipamentos que garante o bom funcionamento da instalação [Anexo D].

Para se compreender melhor esta unidade é apresentado um esquema do minimercado no [Anexo E].

4.2.2 Instalação 2

A segunda instalação é constituída por duas unidades de compressão, como já referido, uma para temperaturas negativas com 3 compressores perfazendo uma potência instalada de 25,86kW, e outra para temperaturas positivas também com 3 compressores, perfazendo uma potência instalada superior à anterior, de 53,10kW, pois faz o arrefecimento de um maior número de postos. Os 3 compressores trabalham em série, tanto às temperaturas positivas como às negativas. São do tipo on/off e trabalhavam em patamares de 50% e 100%, conforme a potência necessária de arrefecimento. Os ciclos de refrigeração dos sistemas são realizados por compressão a vapor, de forma independente entre eles, recorrendo ao R-404a como fluido frigorigéneo. No caso da central das temperaturas negativas, a temperatura de evaporação é de -40°C e a de condensação é de 37°C. No caso da central das temperaturas positivas, a temperatura de evaporação é de -12°C e a de condensação é de 37°C.

As características dos compressores instalados nas duas centrais são as seguintes:

Tabela 7 - Características dos compressores da instalação 2, na central das temperaturas negativas [28].

Referência do compressor	4G-20.2Y-40P	
Patamar	Caraterísticas de cada compressor	
	50%	100%
Capacidade de arrefecimento	5,62kW	11,25kW
Potências	5,08kW	8,26kW
Intensidade da corrente a 400V	13,20A	16,81A
Tensão	380 a 420V	380 a 420V
COP	1,11	1,30
Caudal	146,1kg/h	292kg/h

Tabela 8 - Características dos compressores da instalação 2, na central das temperaturas positivas [28].

Referência do compressor	4G-30.2Y-40P	
Patamar	Caraterísticas de cada compressor	
	50%	100%
Capacidade de arrefecimento	45,6kW	22,8kW
Potências	17,73kW	9,6kW
Intensidade da corrente a 400V	22,5A	32,6A
Tensão	380 a 420V	380 a 420V
COP	2,37	2,57
Caudal	612kg/h	1223kg/h

Na figura 16 observa-se a unidade de compressão das temperaturas negativas desta instalação e na figura 17 observa-se a unidade de compressão referente às temperaturas positivas tendo em conta o ciclo utilizado, fluido frigorigéneo, temperatura de evaporação e condensação. Estas unidades são assim constituídas pelos compressores descritos na tabela 7 e na tabela 8, pelas válvulas diferenciais, válvulas de segurança e ainda pelos reservatórios de líquido em cada linha de arrefecimento.



Figura 16 - Unidade de compressão das temperaturas negativas da instalação 2, pequeno supermercado.



Figura 17 – Unidade de compressão das temperaturas positivas da instalação 2, pequeno supermercado.

Nesta instalação não foi possível visualizar a linha de condensação, mas sabe-se que é arrefecido a ar.

Na linha de baixa pressão da central de congelados e na de temperaturas positivas, a instalação continha válvulas de expansão eletrônica AKV10 da Danfoss nas câmaras, murais e vitrines conforme a potência de arrefecimento necessária. Na auditoria à instalação procedeu-se ao inventário dos evaporadores para, através da sua referência, saber-se a capacidade de arrefecimento de cada componente e chegar-se à potência de cada equipamento de arrefecimento e da válvula de expansão eletrônica. No caso dos murais, ilhas e vitrines, foram levantadas as suas dimensões, características e temperaturas de trabalho, para assim obter da mesma forma a potência de cada

equipamento de arrefecimento e da válvula de expansão eletrônica. Na tabela 9 e 10 descrevem-se os tipos de evaporadores existentes em cada equipamento, bem como a sua referência, temperatura de trabalho, dimensão e potência de arrefecimento de cada unidade de arrefecimento.

Tabela 9 - Referência dos evaporadores utilizados na instalação 2 e respetivas potências, temperaturas e dimensão das câmaras, ilhas, murais e vitrines no pequeno supermercado na linha das temperaturas negativas.

Temperaturas Negativas					
Localização	Função	Referência do evaporador/ produto	Temperatura de trabalho (**)	Dimensão	Potência de arrefecimento [kW] [29]
Cais 2	Câmara de laticínios	DDG 7E2/7	- 18 °C	50 m ₂	2,5
	Câmara de frutas e legumes	CTE 084L8	- 17,5 °C	68 m ₂	3
	Câmara de congelados	DDB 7033	- 16,9 °C	100 m ₂	4
Padaria	Câmara de congelados	068R849	- 5,7 °C	----	3
Expositores no supermercado	Banca de peixe fresco	Super Reno	----	----	0,13
	Máquina de gelo	NFT 500Kg/24h	----	----	2,2
Ilhas(*)	Total	----	-7 °C	245,7 m	17,7

(*) – O detalhe das dimensões e potências de cada componente das ilhas localiza-se na planta da instalação 2 no Anexo E.

(**) – As temperaturas de trabalho foram retiradas dos controladores digitais conforme a temperatura registada na altura da visita à instalação.

Quando analisados todos os equipamentos da instalação verifica-se que, no seu conjunto, em plena carga requerem uma potência de arrefecimento de 33kW, sendo que a potência de arrefecimento dos compressores da central de negativos, como se observa na tabela 9, é de 34kW. A instalação foi assim dimensionada tendo em conta as necessidades de todos os equipamentos de refrigeração, considerando a situação mais desfavorável em que todos os equipamentos trabalham em plena carga no mesmo momento.

Tabela 10 - Referência dos evaporadores utilizados na instalação 2 e respectivas potências, temperaturas e dimensão das câmaras, ilhas, murais e vitrines no pequeno supermercado na linha das temperaturas positivas.

Temperaturas Positivas					
Localização no supermercado	Função	Referência do evaporador/ produto	Temperatura de trabalho (**)	Dimensão	Potência de arrefecimento [kW] [29]
Armazém	Câmara de fruta e legumes	CV103	----	50 m ₂	6
	Câmara de laticínios	MT506	----	68 m ₂	6
Cais 2	Câmara de queijos	DF136	5,9 °C	22,5 m ₂	2,5
	Câmara de sub-produtos	DF116	2,2 °C	15 m ₂	2
	Câmara de charcutaria	DF136	5,4 °C	18 m ₂	2,5
	Câmara de peixe	Evaporador evaporativo	----	18 m ₂	2,5
	Câmara de bacalhau	DF136	13,3 °C	19 m ₂	2,5
	Evaporador de teto	RK 12/4621	6 °C	80 m ₂	1,5
		RK 16/6639	6 °C	80 m ₂	1,5
		RK 16/6860	6 °C	110 m ₂	2
Cais 1	Câmara de carne de vaca	CV102	1 °C	50 m ₂	2
	Câmara de carne de porco	CV102	2,1 °C	45 m ₂	2
	Câmara de carne de aves	DF136	4,8 °C	30 m ₂	2,5
	Evaporador de teto	RK 16/6639	4,9°C	68 m ₂	1,5
Sala de desmanche	Câmara de sebos e aparas	DF116	4 °C	19 m ₂	2
	Evaporador de teto	RK16/6860	----	158 m ₂	2
Padaria	Bancada	----	6,1 °C	3,6 m ₂	1
	2 Vitrines	Arneg colorado	4,4 °C	2,5 m	0,8
Expositores no supermercado	2 Vitrines de talho	Arneg 3750 colorado	4 °C	7,5 m	3
	Vitrine de tanho com angulo de 90°	Arneg colorado	4 °C	1,9 m	0,3
	Vitrine de charcutaria	Arneg 1875 colorado	5 °C	1,9 m	0,8
	Vitrine de peixe fresco	----	----		Desligado
Murais abertos(*)	Laticínios, charcutaria e fruta	----	----	59,8 m	31,3

(*) – O detalhe das dimensões e potências de cada componente dos murais localiza-se na planta da instalação 2 no Anexo F.

(**) – As temperaturas de trabalho foram retiradas dos controladores digitais conforme a temperatura registada na altura da visita à instalação.

Quando analisados todos os equipamentos da instalação verifica-se que, no seu conjunto, em plena carga requerem uma potência de arrefecimento de 78kW, sendo que a potência de arrefecimento dos compressores da central de positivos, como se observa na tabela 10, é de 137kW. Ao contrário da instalação que realiza o arrefecimento dos equipamentos que trabalham a temperaturas negativas, esta foi sobredimensionada. Esta situação quando utilizada numa instalação apenas com uma unidade de compressão é desfavorável, pois obriga que o compressor ligue e desligue um maior número de vezes, alcançando assim consumos superiores. No entanto, como os compressores desta instalação trabalham por patamares, os três compressores só funcionarão em simultâneo em situações muito excecionais. Eventualmente, devido ao sobredimensionamento, nem será necessário o funcionamento dos três ao mesmo tempo.

O sobredimensionamento acima descrito pode ser justificado pelas seguintes razões:

- Se um dos compressores avariar ou necessitar de manutenção, como já aconteceu no caso de estudo, a instalação poderá continuar em funcionamento sem qualquer restrição, uma vez que, por norma, os equipamentos não trabalham em plena carga simultaneamente;
- Se for necessário adicionar novos equipamentos de frio à instalação e seja preferencial ligar à central de compressão, pois existe potência frigorífica suficiente;
- Se existirem temperaturas ambientes superiores àquela para que o sistema foi dimensionado, o valor do COP da instalação diminui e consecutivamente a potência do compressor também, diminuindo ainda a potências de arrefecimento. Na tabela 8 foram apresentadas as características do compressor para uma temperatura de condensação de 37°C, no entanto, nesta região, no verão atingem-se temperaturas ambientes elevadas que aumentam consecutivamente a temperatura de condensação até aos 45°C (temperatura máxima considerada pela Bitzer) [38]. Nesse caso extremo, a instalação passaria a ter uma potência de arrefecimento de 84kW [Anexo G]. É de relembrar que a potência de arrefecimento total requerida pelos equipamentos desta instalação é de 78kW, ficando assim salvaguardado o seu bom funcionamento.

É de realçar que no caso da central que realiza o arrefecimento dos equipamentos que trabalham a temperaturas negativas, como não existe este sobredimensionamento, quando foi necessário aumentar a capacidade das ilhas no supermercado não foi possível ligar à central das temperaturas negativas. Esta situação obrigou a que se criasse um sistema adicional, que por não estar ligado à mesma central resulta num consumo superior.

Assim como acontece na central que realiza o arrefecimento dos equipamentos que trabalham a temperaturas positivas, quando sujeitos a temperaturas ambientes elevadas, tem uma capacidade de arrefecimento inferior, apenas de 28,05kW, não conseguindo

assegurar o funcionamento de todos os equipamentos em simultâneo em plena carga. No entanto, como a maior parte dos equipamentos são fechados, para que todos funcionassem em plena carga teriam que ser todos abertos ao mesmo tempo. Dada a improbabilidade desta situação, em princípio mantêm-se o normal funcionamento da instalação.

Considerando as duas centrais da instalação 2, os evaporadores de teto e das câmaras frigoríficas realizam a descongelação através de gás quente, um método mais eficaz do que por resistência elétrica, através de controladores que detetam a presença de gelo nestes. Nos murais, arcas e vitrines, tal como na instalação 1, o arrefecimento é feito por meio de gás quente de forma pré-programada, não detetando gelo quando existe.

Para melhor compreender a unidade da instalação 2, pode-se observar o esquema do pequeno supermercado visitado no Anexo F.

4.3 Apresentação dos dados obtidos

Após a apresentação das instalações auditadas, neste subcapítulo são apresentados os resultados dos consumos de energia obtidos. A medição dos consumos e aquisição dos resultados foi realizada através de um equipamento apropriado designado de Effergy, disponível na empresa SKK. Este aparelho mede os consumos de energia, indica a taxa de CO₂ libertada na instalação e calcula o custo por hora de energia gasta associada a uma hora de potência consumida, considerando um valor de tarifa constante.

O Effergy consegue determinar estes valores através da medição da intensidade da corrente elétrica que atravessa um cabo pretendido pelo utilizador, num determinado instante.

Além dos consumos de energia das instalações, foram anotadas as temperaturas ambientes de cada instalação no período de medição dos consumos, para se perceber se estas interferiam no funcionamento das mesmas, como acontecia no caso de estudo apresentado no capítulo anterior.

4.3.1 Instalação 1

Na instalação 1 foi feita a medição dos consumos de energia do compressor ao longo de uma semana em Outubro. Escolheram-se assim seis dias, de sexta a quarta-feira, de forma a constatar as diferenças de funcionamento do sistema durante a semana e o fim-de-semana. No Anexo I é possível observar os dados retirados a partir das medições desta instalação ao longo do período de tempo descrito.

Na figura 18 apresenta-se o consumo total diário de energia do sistema em cada dia de medição.

Consumo diário de energia

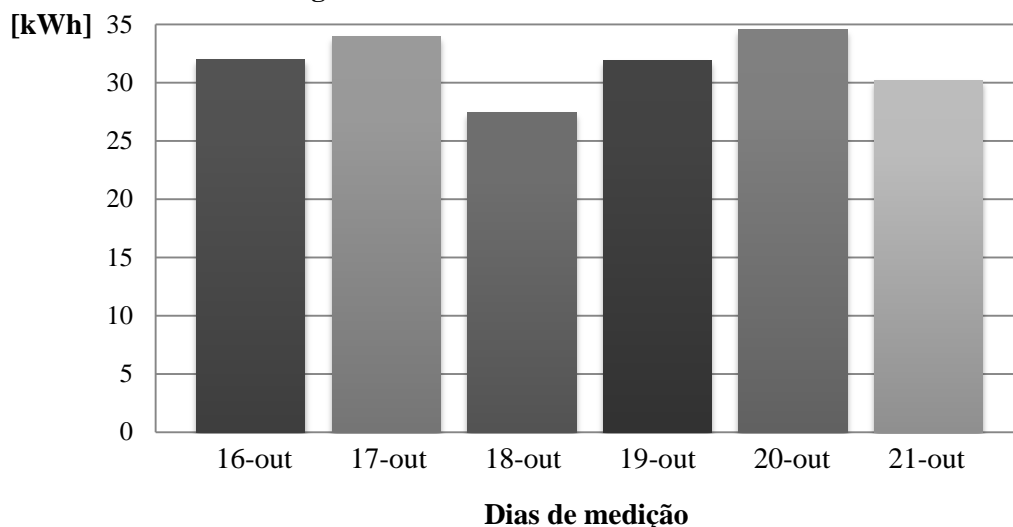


Figura 18 - Variação do consumo total de energia ao longo do período de medição.

Ao longo dos seis dias, embora existam variações no consumo diário de energia do sistema de aproximadamente 6%, existe um dia em que essa variação é superior - dia 18 de Outubro. Neste dia a variação do consumo é de 13%. Isto acontece pois é domingo, o dia em que o supermercado está fechado, representando por isso um consumo menor. Neste dia os murais encontram-se fechados e a câmara não é aberta, não existindo por isso variações de carga térmica tão acentuadas nas vitrines, murais e câmara.

Para além das variações de carga térmica, os consumos totais do sistema também são afetados pela temperatura ambiente. Veja-se a tabela 11 com as medições das temperaturas ambientes.

Tabela 11 - Variação da temperatura ambiente no período de medição do consumo de energia da instalação 1.

Hora	16-10-2015	17-10-2015	18-10-2015	19-10-2015	20-10-2015	21-10-2015
0h	17°C	18°C	16°C	15°C	16°C	16°C
3h	15°C	17°C	15°C	15°C	16°C	14°C
6h	14°C	17°C	14°C	15°C	17°C	14°C
9h	19°C	21°C	16°C	17°C	20°C	16°C
12h	22°C	23°C	17°C	20°C	24°C	18°C
15h	24°C	25°C	20°C	21°C	26°C	20°C
18h	22°C	21°C	18°C	19°C	23°C	17°C
21h	19°C	17°C	16°C	17°C	20°C	16°C

Comparando as figura 18 e a tabela 11, constata-se que os maiores consumos se deram nos dias de maior calor, sendo que no dia 17 de Outubro verificou-se uma temperatura máxima de 25°C e no dia 20 de Outubro de 26°C.

Na figura 19 observa-se a variação dos consumos de energia do sistema ao longo do dia, durante o período de medição.

Consumo de energia

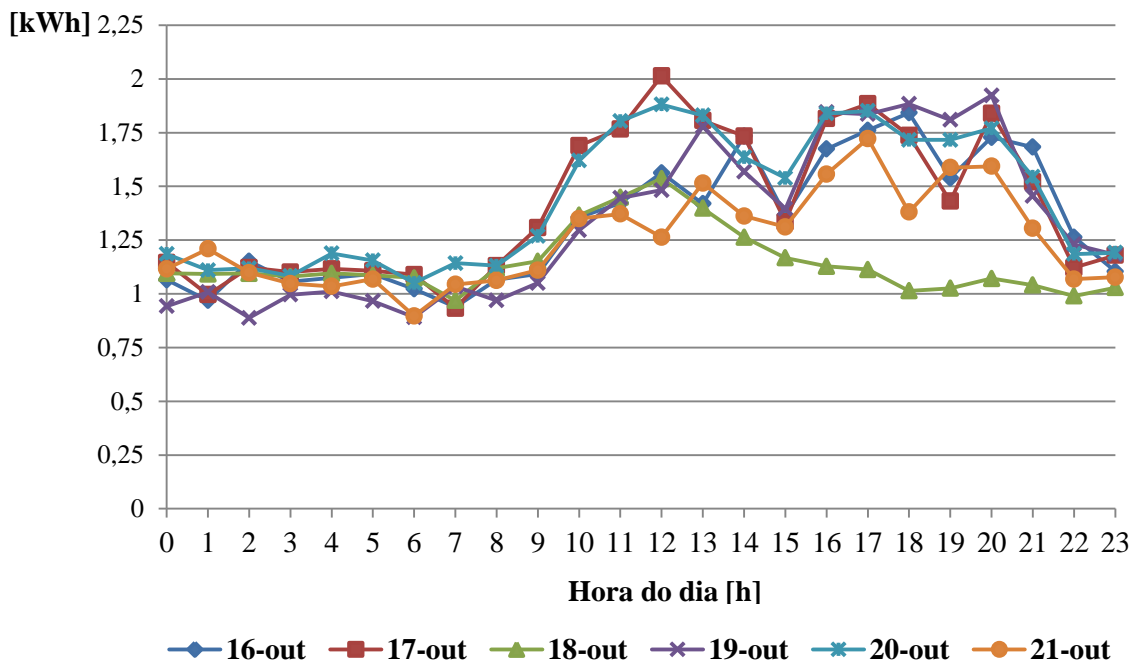


Figura 19 - Variação dos consumos de energia da instalação 1 ao longo dos seis dias de medição.

Na figura 19 observa-se, tal como seria de esperar, que o consumo da instalação aumenta durante o período de funcionamento do supermercado, entre as 9h e as 20h. Isto não se deve à forte utilização do supermercado durante o dia, mas sim à recolha das cortinas dos murais utilizadas durante o período de encerramento do estabelecimento. A sua utilização impede a absorção de calor do exterior dos mesmos, ajudando à conservação da temperatura.

No dia 18 de Outubro, dia em que o supermercado se encontrava encerrado, pode-se verificar que o consumo realmente é inferior, como já referido, e que se mantém mais constante ao longo do dia, flutuando apenas com a temperatura ambiente.

No gráfico observa-se ainda uma situação curiosa. Como já explicado, o consumo do sistema é superior em determinados dias e em determinadas alturas, no entanto, às 15h o consumo baixa. Este facto ocorre pois é nesta altura que se realiza a reposição do supermercado, pois é o período com menor adesão de clientes ao longo do dia. Nesta altura a câmara é aberta, sendo detetada pelo sensor, e o sistema de frio da mesma é desligado até ao momento em que se volta a fechar. Nessa altura o sistema volta a repor a temperatura definida na câmara.

Para relacionar de forma mais precisa os consumos de energia com a temperatura ambiente ao longo dos seis dias, foi feita uma análise de três em três horas, a começar

todos os dias das 0h às 21h, com exceção do primeiro dia que inicia às 3h, com o intuito de interpretar a relação entre estes dois parâmetros e comparar com os estudos conhecidos em instalações similares. Na figura 20 observa-se essa relação.

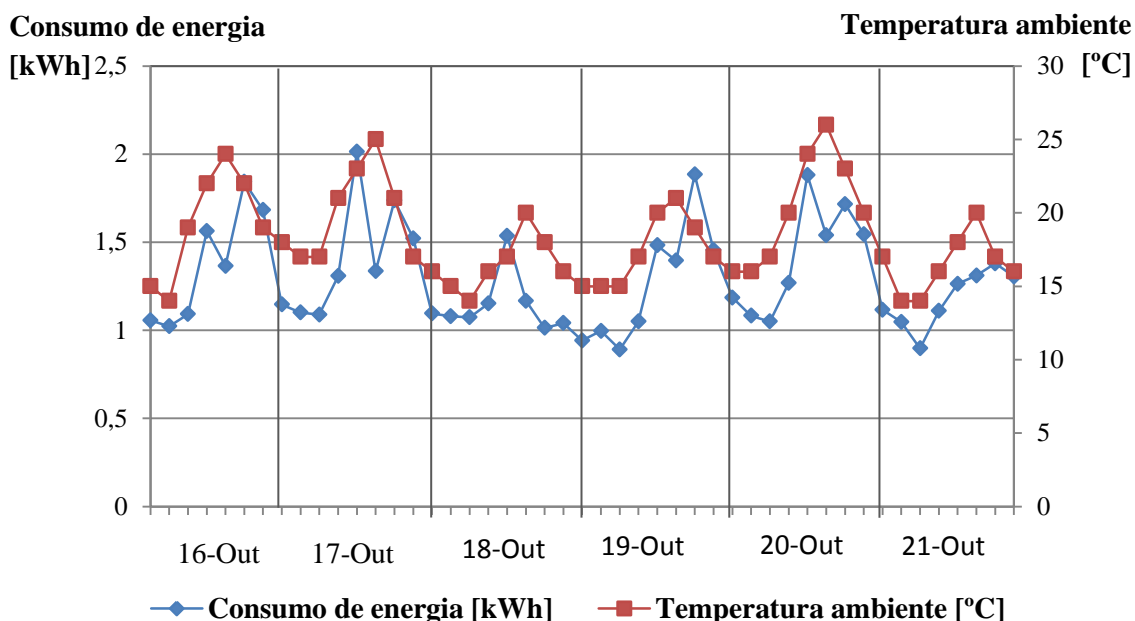


Figura 20 - Registos do consumo de energia e da temperatura ambiente na instalação 1 ao longo do período de medição.

Pelo gráfico da figura 20 observa-se que nesta instalação os consumos de energia são extremamente afetados pela temperatura ambiente, variando consoante a mesma. Isto só acontece pois o sistema tem na sua instalação um compressor do tipo inverter, que adapta de forma progressiva as variações de carga térmica que vão existindo durante o dia, e porque o supermercado não tem uma adesão demasiado sobcarregada.

A instalação 2 apresentada de seguida não apresenta o mesmo comportamento energético e exige uma análise mais complexa.

4.3.2 Instalação 2

Na instalação 2 a medição dos consumos de energia foi realizada através do mesmo procedimento da instalação anterior, mas neste caso o processo foi mais complicado e demorado. Mediu-se, numa primeira fase, o consumo dos três compressores que realizam o arrefecimento dos equipamentos que trabalham a temperaturas negativas e posteriormente, numa segunda fase, o das temperaturas positivas. Ao longo deste período também se mediu o consumo do sistema global. Nas duas fases de medição recorreu-se à utilização simultânea de quatro aparelhos de medição Effergy.

Por este motivo, o presente capítulo foi subdividido em dois pontos segundo as duas fases de medição de acordo com as duas unidades do sistema de refrigeração.

Unidade das temperaturas negativas:

Os consumos de energia foram recolhidos ao longo de uma semana. No entanto, devido a erros de funcionamento do aparelho, apenas se conseguiu estudar três dias completos - 7 a 9 de Dezembro. No Anexo J encontram-se as três tabelas com os respetivos dados retirados desta instalação ao longo deste período de tempo.

Na figura 21 observa-se o consumo total de energia do sistema nos três dias de medição.

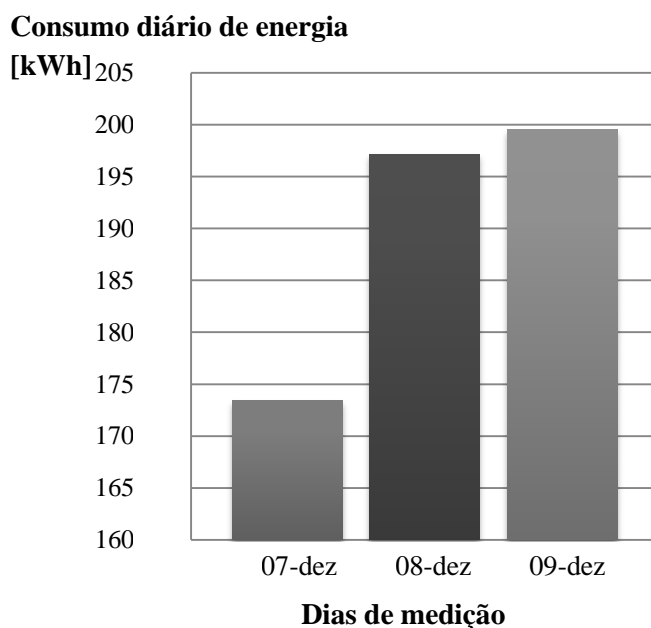


Figura 21 - Variação do consumo total de energia diária ao longo da primeira fase de medição.

Como se observa na figura 21, entre o dia 8 e o dia 9 de Dezembro existe uma pequena variação no consumo total de energia do sistema de aproximadamente 1%. No entanto, no dia 7 de Dezembro, segunda-feira, existe uma flutuação de 13%. Esta variação não é justificada pela diferença de temperatura exterior, pelo horário de funcionamento do supermercado, nem pela variação de carga térmica como em altura de reposição do stock (este facto ainda aumentaria o consumo da instalação), como acontecia na instalação anterior. A única explicação para a diferença do consumo de energia nesse dia é o facto dos equipamentos do supermercado que trabalham a temperaturas negativas serem fechados, o que mostra terem sido menos vezes abertos do que nos outros dias de medição.

Esta situação deve-se, muito provavelmente, ao facto de se tratar de uma segunda-feira, o dia que se segue ao fim de semana, período de maior afluência por parte dos consumidores, o que pode justificar uma menor utilização e consumo da instalação. Para além dessa razão, à segunda-feira o supermercado tem menor quantidade de peixe fresco, outro fator que minimiza a sua necessidade energética.

Na tabela 12 é apresentada uma tabela com as medições das temperaturas ambiente ao longo destes três dias, para se poder relacionar com os consumos de energia da

instalação. Ao longo deste período constata-se que a temperatura se mantém bastante homogénea.

Tabela 12- Variação da temperatura ambiente na primeira fase de medição do consumo de energia da instalação 2;

Hora	07-12-2015	08-12-2015	09-12-2015
0h	8°C	10°C	12°C
3h	9°C	10°C	12°C
6h	10°C	11°C	12°C
9h	10°C	11°C	12°C
12h	13°C	12°C	13°C
15h	13°C	12°C	13°C
18h	11°C	12°C	12°C
21h	11°C	12°C	12°C

Na figura 22 observa-se a variação dos consumos de energia do sistema ao longo dos três dias durante o período de medição.

Consumo de energia

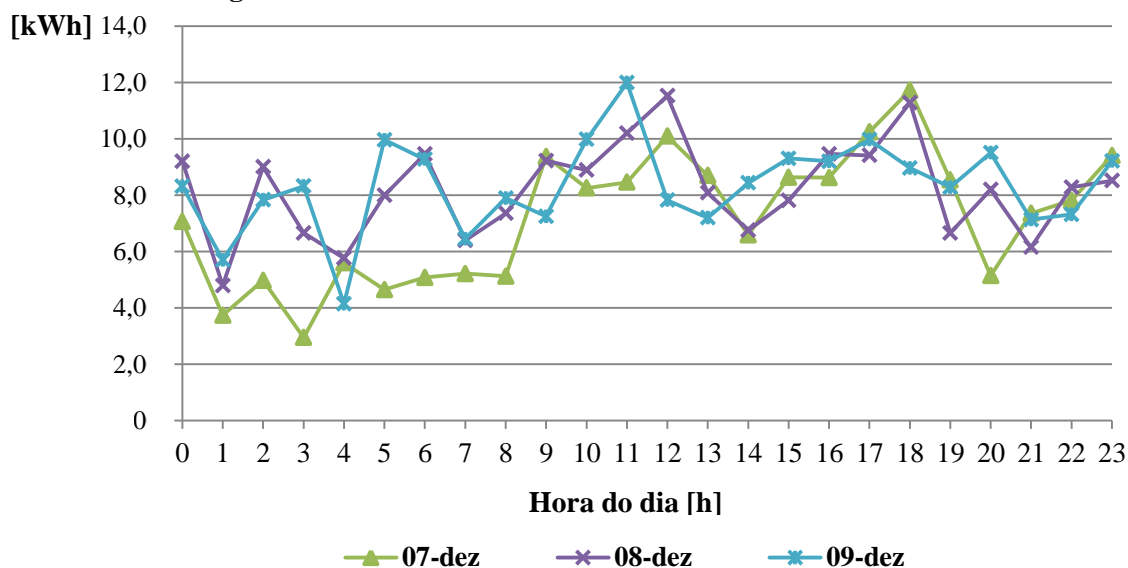


Figura 22 - Variação dos consumos de energia da instalação 2 ao longo da primeira fase de medição.

Como se observa na figura 22, nesta instalação, ao contrário da anterior, embora os consumos totais de energia se mantenham próximos ao longo dos dias, existem variações muito evidentes sem que haja uma linha de tendência. Estas diferenças de consumo de energia devem-se ao facto da instalação usar compressores do tipo on-off. Estes estão consecutivamente a ligar e desligar conforme a necessidade da instalação, fazendo variar de forma mais acentuada o consumo da mesma. Estas flutuações poderiam ser ainda mais acentuadas se, em vez das válvulas de expansão eletrónica que

possui, a instalação tivesse válvulas de expansão termostática, como acontece no caso anterior.

Após o estudo das temperaturas ambiente e consumo energético nos três dias de medição, relacionaram-se os dois parâmetros de três em três horas, a começar todos os dias das 0h às 21h, com exceção do primeiro dia que inicia às 3h, para se interpretar a sua relação e comparar com os estudos conhecidos em instalações similares. Assim, na figura 23 observa-se essa relação.

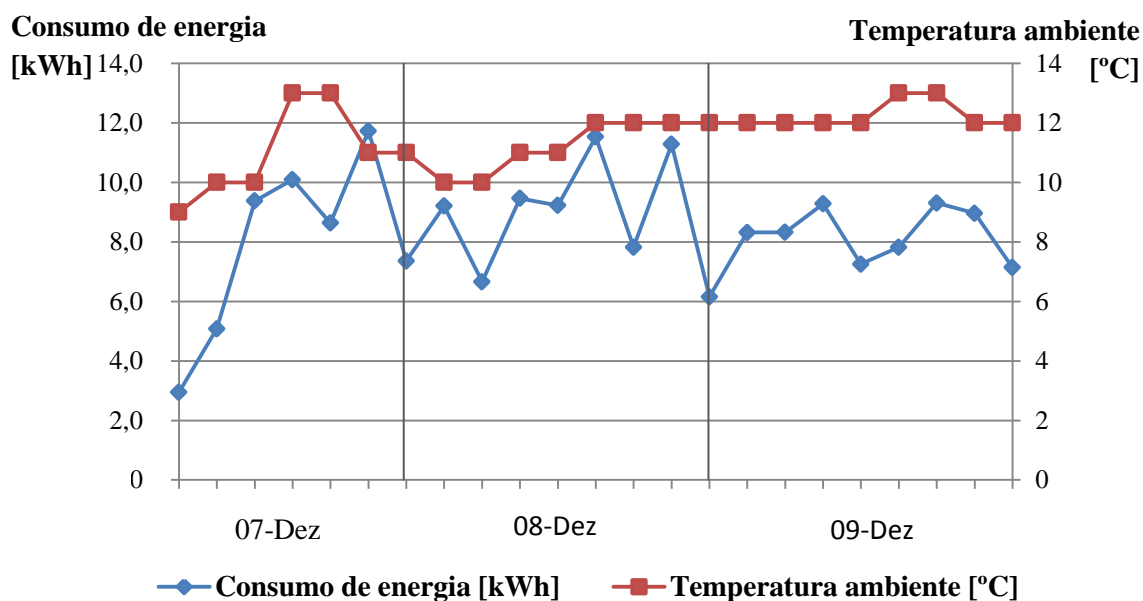


Figura 23 - Registos do consumo de energia e da temperatura ambiente na instalação 2 ao longo da primeira fase de medição.

Como se pode verificar, nesta instalação a temperatura ambiente não tem qualquer influência no consumo de energia. No entanto, como a temperatura ambiente se encontra dentro dos valores ideais para a boa eficiência de um sistema de refrigeração, entre os 10°C e os 20°C, não implica que este sistema quando sujeito a outras temperaturas fora desse intervalo não tenha um consumo superior. Assim, a variação de consumo de energia registada, para além de se dever ao funcionamento do compressor do tipo on/off, também se deve ao facto dos equipamentos serem do tipo fechado, poupando assim mais energia quando fechados e registando picos consoante a utilização ou reposição do stock da instalação.

Temperaturas positivas:

Assim como na fase anterior, os consumos de energia foram retirados ao longo de uma semana. Durante as medições, os mesmos erros de funcionamento do aparelho apenas permitiram registrar 3 dias completos - 11 a 13 de Dezembro. No anexo K observam-se os dados retirados desta instalação ao longo deste período de tempo.

Na figura 24 observa-se o consumo total de energia diária do sistema nos três dias de medição correspondentes a sexta-feira, sábado e domingo.

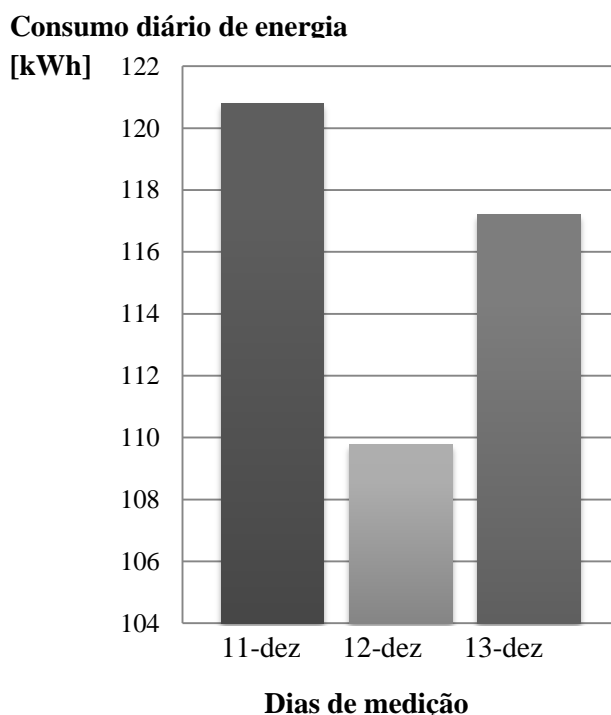


Figura 24 - Variação do consumo total de energia diária ao longo da segunda fase de medição na instalação 2.

Nesta instalação, como se observa pela figura 24, no caso dos compressores que realizam o arrefecimento dos equipamentos que trabalham a temperaturas positivas, verifica-se uma enorme variação do consumo do sistema, não se conseguindo fazer nenhuma relação entre dias de funcionamento. Esta é uma situação contrária à que se verificou nos compressores desta instalação que realizam o arrefecimento dos equipamentos que trabalham a temperaturas negativas e no caso da instalação 1, onde existia uma relação entre os dias de medição do sistema.

Na tabela 13 é apresentada uma tabela com as medições das temperaturas ambiente para se conseguir comparar com o consumo de energia do sistema.

Tabela 13 - Variação da temperatura ambiente na segunda fase de medição do consumo de energia da instalação 2.

Hora	07-12-2015	08-12-2015	09-12-2015
0h	12°C	13°C	13°C
3h	11°C	12°C	13°C
6h	11°C	12°C	14°C
9h	13°C	13°C	14°C
12h	17°C	16°C	15°C
15h	16°C	17°C	15°C
18h	14°C	14°C	15°C

Na figura 25 observa-se a variação dos consumos de energia do sistema ao longo do dia durante o período de medição.

Consumo de energia

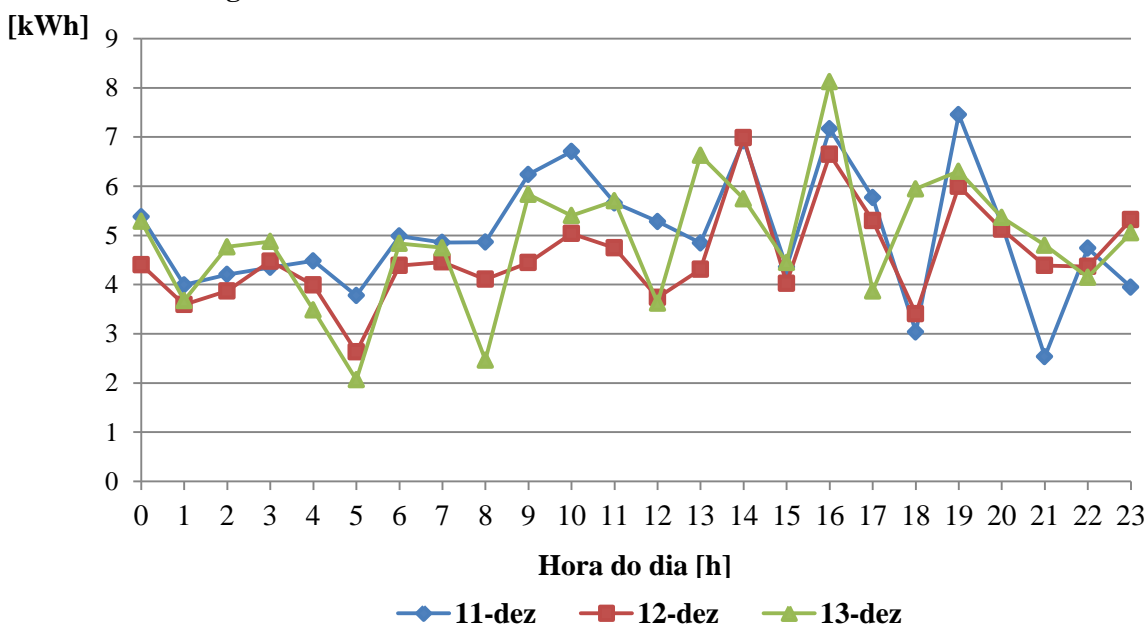


Figura 25 - Variação dos consumos de energia da instalação 2 ao longo da segunda fase de medição.

Como se observa na figura 25, o consumo médio do sistema aumenta ligeiramente durante o período de abertura do supermercado, entre as 9h e as 19h, mas não se consegue definir um regime específico de funcionamento como na instalação 1.

Os equipamentos ligados a esta unidade de refrigeração tanto são abertos como fechados. Como o equipamento de medição faz a média do consumo de energia numa hora de funcionamento do sistema, a abertura de um sector não provoca alterações perceptíveis no gráfico do consumo dos compressores. Assim, as variações registadas

tem a ver com a reposição e abertura das câmaras, murais, ilhas e vitrines conforme a necessidade, não existindo dias e horas específicas e aumentando a aleatoriedade do consumo do sistema.

Outro dos motivos destas variações e destes picos de consumo de energia, como já referido no ponto anterior, deve-se ao facto da instalação usar compressores do tipo on-off, não conseguindo variar de forma progressiva com as variações que vão surgindo no sistema.

Após o estudo das temperaturas ambiente e consumo energético nos três dias de medição, relacionaram-se os dois parâmetros de três em três horas, a começar todos os dias das 0h às 21h, com exceção do primeiro dia que inicia às 3h, para se poder interpretar melhor a sua relação e comparar com os estudos conhecidos em instalações similares. Na figura 26 observa-se essa relação.

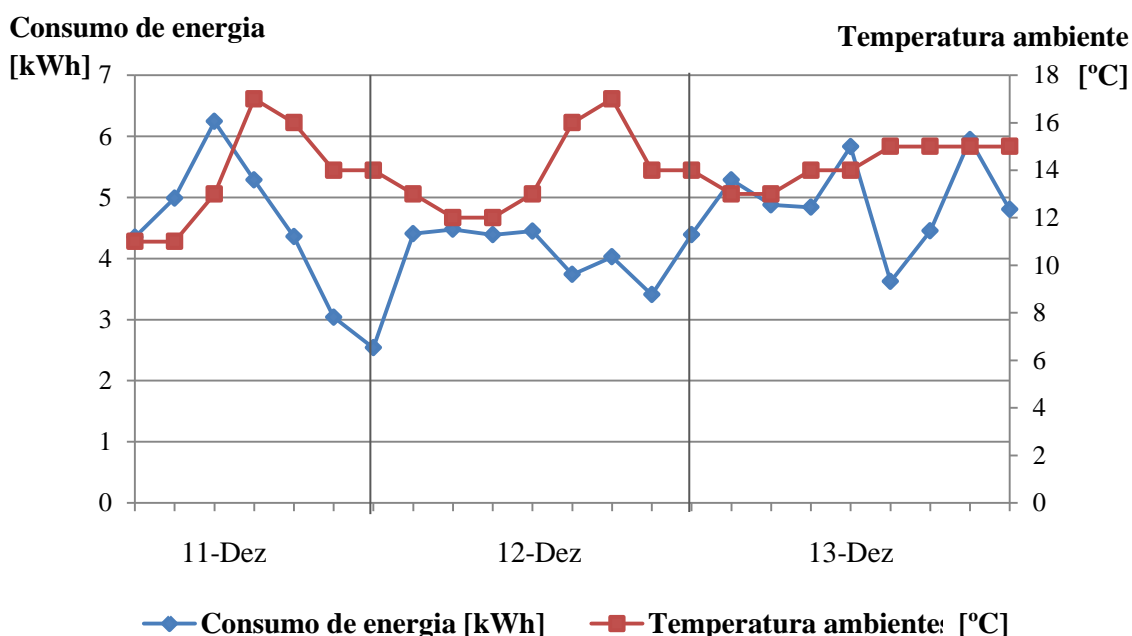


Figura 26 - Registos do consumo de energia e da temperatura ambiente na instalação 2 ao longo da segunda fase de medição.

Pode-se observar pela figura 26 que o consumo do sistema não tem nenhuma relação com a temperatura ambiente. Verifica-se que o consumo do sistema é menor durante o período noturno, quando a temperatura ambiente é inferior, mas nesta fase também existe menor variação de carga térmica. Embora não exista nenhuma relação visível entre estes dois parâmetros, como já foi dito, a temperatura ambiente influencia o consumo do sistema. O que acontece é que se evidenciam outros parâmetros como a variação de carga térmica e o facto do compressor ser do tipo on-off, não tendo um funcionamento contínuo, que não permitem observar a relação com a temperatura ambiente.

4.4 Problemas encontrados e possíveis soluções

Instalação 1:

Esta é uma instalação recente renovada à pouco tempo, onde não se detetaram grandes problemas. No entanto há situações que podem ser melhoradas relativamente à câmara frigorífica:

- O processo de descongelação do evaporador é por resistência elétrica, não sendo o processo mais eficiente e gastando mais energia pois transfere calor para o interior da câmara. No caso de avaria deste equipamento, poder-se-ia substituir por um que faça a descongelação por método de gás quente. Neste caso poder-se-iam obter poupanças no descongelamento até 80 % [6].

- O processo de degelo a ser definido para uma instalação depende das características técnicas de cada projeto, das condições de aplicação, do custo inicial da instalação, da decisão do cliente final, etc. No entanto, mais importante do que a realização de um bom processo de degelo é a sua aplicação [30].

Nesta instalação podia-se observar a formação de gelo, pelo que a descongelação não estava a ser feita de forma correta. Uma solução seria a implementação de um controlador que realiza-se o processo de degelo de forma automática quando necessário e que ainda pudesse monitorizar os equipamentos da linha de baixa pressão de forma mais eficiente e sem preocupações para o cliente.

- Outro método que poderia melhorar o consumo do sistema, associado à implementação sugerida de um controlador, [Anexo A], é a instalação de uma válvula de expansão eletrônica em vez da termostática existente. Com este novo equipamento, associado a um compressor do tipo inverter, poder-se-ia retirar o máximo partido da instalação e permitiria ao compressor obter um melhor desempenho e um arranque mais suave, aumentando a sua durabilidade. A válvula de expansão eletrônica poderia ser acionada por largura de pulso ou por motor de passo, sendo estas as mais vantajosas, como já explicado no capítulo três.

Na auditoria à instalação reparou-se que o compressor estava consecutivamente a desligar e a ligar pois atingia frequentemente os 25Hz, a frequência mínima de funcionamento. Ficou assim a ideia de que o sistema poderia estar sobredimensionado, pois a temperatura ambiente nesta fase ainda era considerável. No entanto, quando observadas as potências frigoríficas dos equipamentos da instalação (tabela 6), verificou-se que tal não acontecia.

Instalação 2:

Na instalação 2, o controlador da Dixell, [Anexo A], que realiza a monitorização das câmaras frigoríficas teve uma avaria e por isso encontrava-se em manutenção. Por este motivo, não foi possível ter acesso ao registo das temperaturas das câmaras frigoríficas. Também o controlo dos evaporadores, como a descongelação, era feito de forma

manual, tornando-se menos eficiente. Com isto, o consumo da instalação poderá ter sido ligeiramente superior ao normal, sendo que a eficiência da descongelação depende da experiência e habilidade do responsável do supermercado, impossibilitando a sua determinação.

Nesta instalação teria sido interessante a obtenção dos consumos de energia noutro período em que já existisse o controlador. Desta forma, seria possível visualizar as diferenças que a implementação do controlador implica na instalação e as alterações de carga térmica a que o sistema está sujeito, pela variação da temperatura das câmaras frigoríficas. No entanto isso não foi possível pois o período de obtenção de resultados foi curto. Para além disso, o controlador depois de arranjado ainda tem que ser programado por um instalador e esse processo é bastante demorado.

Nesta instalação, relativamente aos equipamentos podem ser implementadas as seguintes melhorias:

- Aplicar cortinas noturnas nos murais. Nesta instalação os murais eram todos abertos, não possuindo cortinas como no caso da instalação 1, que permitiam fechar os murais no período noturno de forma a diminuir o consumo de energia.
- Nas ilhas existem 8,75 metros abertos. Nestas seria interessante como medida de eficiência energética, a colocação de tampas noturnas, à semelhança das proteções dos murais. A criação desta medida é recente, não sendo ainda compatível com todas as arcas, o que em princípio exigiria a substituição destas por outras fechadas. Com esta alteração conseguir-se-ia uma maior eficiência, no entanto, requereria um investimento superior, apesar do período de retorno ser aproximadamente o mesmo pois também se conseguiriam poupanças de energia superiores.

Esta medida, além de permitir maior poupança de energia, melhora a qualidade dos alimentos pois não os expõe a variações de temperatura no supermercado, torna-os menos propícios à formação de gelo e apresenta-os assim mais atrativos para os clientes [1].

Relativamente aos compressores, o seu método de acionamento é do tipo on/off e não é feito de forma sequencial para o desgaste dos mesmos ser aproximado. Nesta instalação procedeu-se à substituição de um dos compressores que realizava o arrefecimento dos equipamentos que trabalhavam a temperaturas negativas. Teria sido interessante a substituição deste compressor por um outro acionado por variação de frequência com a mesma potência a realizar a compressão na gama de consumos mais comum, de forma a diminuir o consumo do sistema, tornando-o mais constante com o fim de reduzir o impacto no sistema e aumentar a sua durabilidade.

Contudo, a implementação de um variador de frequência continuaria a ser vantajoso. Este processo também poderia ser implementado nos condensadores e evaporadores, permitindo uma adaptação mais eficaz às variações de carga térmica, ajudando ao funcionamento do compressor.

Hoje em dia está a ser estudado um mecanismo que, através da implementação de um variador de frequência no motor elétrico do compressor, permite ao compressor on/off

comportar-se como um inverter. Este sistema é da Bitzer e já é possível ser implementado nos seus compressores, como é o caso desta instalação.

Pela observação dos consumos da instalação, no caso dos compressores que realizam o arrefecimento dos equipamentos que trabalham a temperaturas negativas, nesta fase do ano seria interessante a substituição deste compressor nos primeiros dois patamares de arrefecimento. Posteriormente, quando a variação de carga térmica fosse superior, caso do Natal e Páscoa (períodos de maior adesão) ou quando as temperaturas ambiente fossem superiores (verão), este compressor já deveria ser aquele que atualmente realiza a terceira e quarta fase de compressão. Esta programação poderia ser feita de forma a que o compressor inverter fizesse a compressão do sistema na fase em que o compressor on/off entra mais vezes em funcionamento. Este método permitiria reduzir de forma significativa o consumo do sistema e conferiria um funcionamento mais suave e contínuo com um investimento menor.

No caso dos compressores que realizam o arrefecimento dos equipamentos que trabalham a temperaturas positivas, o procedimento a adotar deveria ser o mesmo. Nesta instalação, durante este período de medição, no período de maior variação de carga térmica e em períodos de temperatura ambiente superior, a fase em que o compressor on/off entra mais vezes em funcionamento é entre o primeiro e segundo patamar. Nesta fase seria vantajoso substituir o compressor existente por um do tipo inverter, que poderia levar a poupanças de consumo do sistema até 15% [31].

Nas duas instalações seria ainda importante analisar se o isolamento presente está bem dimensionado e se todos os equipamentos que precisam de ser isolados estão de facto isolados, caso das câmaras frigoríficas e das tubagens. De outra forma, existirão perdas de energia devido à falta de isolamento ou devido ao incorreto dimensionamento.

Na fase de projeto, para além do espaço de circulação dos alimentos é importante ter em conta a iluminação do interior das câmaras. Nestas existem instaladas lâmpadas que dissipam energia para o interior do espaço de arrefecimento, sendo por isso necessário instalar-se o menor número de lâmpadas da forma mais eficiente possível. Estas são tipicamente de 49kW. Nas instalações visitadas não foi possível contar o número de equipamentos de iluminação nem determinar a eficiência destes.

4.5 Possíveis melhorias da instalação através da aplicação de válvulas de expansão eletrónica

Após a comparação energética presente no capítulo 3 dos diferentes dispositivos de expansão, das suas características e mecanismos de controlo, neste subcapítulo serão determinadas as melhorias do consumo no sistema através da implementação destes dispositivos. Com esta implementação serão calculadas nas duas instalações as poupanças de energia, o investimento necessário para a sua aplicação, a melhoria da taxa de CO₂ e o tempo do retorno de investimento. No caso da instalação 1, para tornar esse cálculo realizável, foi estimado o consumo anual de energia. No caso da instalação

2, chegou-se aos valores pretendidos através da média do consumo mensal de eletricidade.

Instalação 1:

Nesta instalação, com base na análise feita no subcapítulo anterior e na observação da figura 22 (consumos vs. temperatura ambiente), verificou-se que o consumo diário de energia do compressor variava, sobretudo consoante a temperatura ambiente, pois a ocupação do supermercado revelou-se praticamente constante. Para determinar o consumo de energia ao longo de um ano, sabendo que este se altera conforme a temperatura ambiente e sabendo que esta varia ao longo dos meses do ano, determinou-se o perfil de temperaturas ambiente segundo o registo do *Instituto Português do Mar e da Atmosfera*, ao longo de 30 anos, como se observa na figura 27 [32].

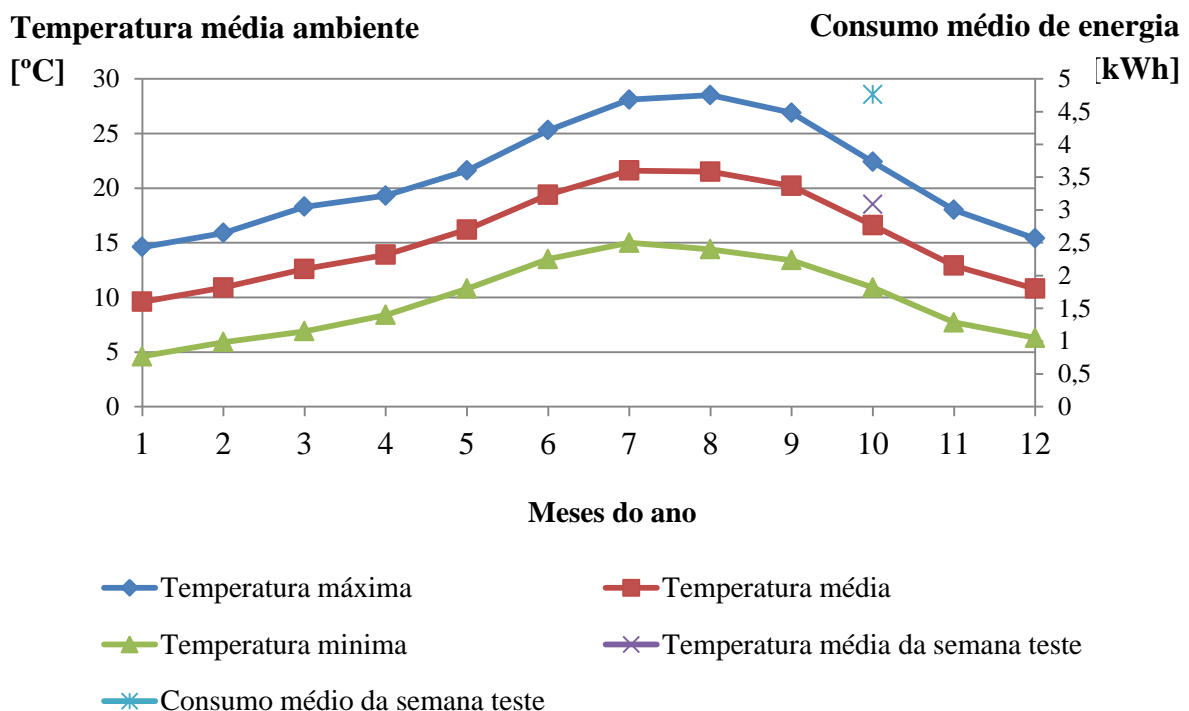


Figura 27 - Média da temperatura ambiente máxima, média e mínima ao longo dos últimos 20 anos segundo o *Instituto Português do Mar e da Atmosfera* [32]. A figura apresenta ainda a temperatura ambiente média na semana teste e o total do consumo diário.

Como se pode verificar pela figura 27, a média da temperatura ambiente na semana teste, 18,5°C, foi 10,3% superior à da considerada típica nesse mês. Assim, considerando que o consumo médio diário foi igualmente superior na mesma semana de teste, sendo que este foi de 31,9kWh, determinou-se o consumo deste mês como sendo 10,3% inferior ao medido e extrapolou-se dessa forma o consumo de energia para os outros meses do ano conforme o perfil da média das temperaturas ambiente mensais, figura 28.

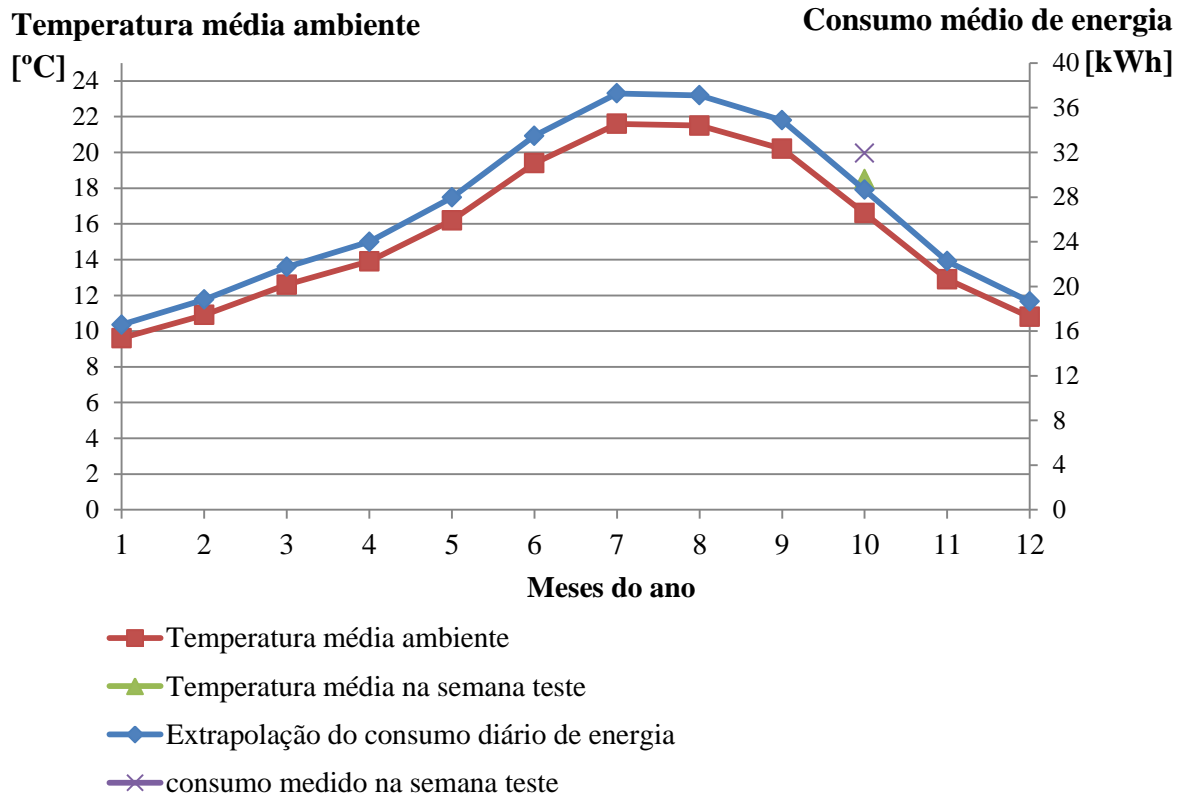


Figura 28 - Temperatura média ambiente ao longo de um ano segundo o *Instituto Português do Mar e Atmosfera* e extrapolação dos consumos de energia diária segundo a semana de teste [46].

Verifica-se assim, como pretendido, que a média do consumo diário varia consoante a temperatura ambiente, considerando que a variação de carga térmica no supermercado é constante.

Após a análise da instalação 1, sabendo que o consumo varia consoante a temperatura ambiente, não seria correto fazer a média do consumo diário na semana teste e considerá-la constante ao longo do ano.

Logo, conseguiu-se determinar o consumo total de energia ao longo de um ano típico, como mostra a figura 28. Após as considerações referidas, na tabela 14 ilustram-se os valores dos consumos de energia ao longo de um ano.

Tabela 14 - Extrapolação do consumo diário e anual de energia do sistema ao longo dos meses;

Total do consumo de energia diário no compressor [kWh]	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho
	16,6	18,8	21,7	24,0	28,0	33,5
Consumo total de energia mensal do compressor [kWh]	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
	37,3	37,1	34,9	28,7	22,3	18,6
Consumo total de energia anual do compressor [kWh]	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho
	513,7	526,8	674,2	719,8	866,9	1004,6
Consumo total de energia anual do compressor [kWh]	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
	1155,8	1150,5	1046,0	888,3	668,0	577,9
Consumo total de energia anual do compressor [kWh]	9792,54					

Nesta instalação considerou-se apenas a substituição da válvula de expansão termostática na câmara frigorífica, pois as restantes existentes no minimercado implicam a substituição dos equipamentos de arrefecimento, requerendo assim um investimento superior e um tempo de retorno pouco vantajoso.

Como se pode observar na tabela 6, através do conhecimento das potências de arrefecimento de cada equipamento da instalação, sabe-se que a câmara frigorífica é responsável por 22% da potência necessária na instalação.

Nesse sentido, pelo conhecimento do consumo anual de energia da instalação e da percentagem relativa ao consumo da câmara frigorífica, e considerando que os equipamentos de refrigeração são sujeitos ao longo de um ano à mesma variação de carga térmica, já é possível determinar a poupança implícita na aplicação de novos dispositivos de expansão, no consumo da instalação e na diminuição da taxa de CO₂, assim como calcular o investimento necessário e o tempo de retorno do mesmo.

Considerando desta forma a substituição da válvula existente, válvula de expansão termoestática, por uma válvula de expansão eletrônica PWM da Danfoss e de seguida a substituição válvula de expansão eletrônica PWM da Danfoss pela válvula de expansão eletrônica EX3 da Dixell, conseguir-se-á as seguintes poupanças no sistema:

Tabela 15 - Poupanças implícitas de cada válvula no consumo do sistema e do compressor.

	Poupança no sistema [%]	Poupança no compressor (***) [%]
EEV em relação à TEV	8,6% (*)	5,16%
EX3 em relação à EEV	10% (**)	6%

(*) – Valor mínimo da poupança apresentada na página 27 desta mesma dissertação [17]

(**) - Valor da poupança apresentada no estudo da Dixell, pagina 32 desta mesma dissertação [23].

(***) – Percentagem de energia gasta pelo compressor, retirada da figura 3 desta mesma dissertação, sendo que nesta instalação não existiam Túneis de Congelação e Cortinas de Ar. [8].

Aplicando uma tarifa de 0,175 euros por kWh, [33], obtém-se um custo anual do sistema de refrigeração de 2856 euros por ano. Após o conhecimento das poupanças de energia no sistema com a implementação dos novos dispositivos de expansão, determinou-se que com a válvula de expansão eletrónica acionada por largura de pulso se conseguiria uma poupança de 54 euros por ano, e que com a válvula de expansão eletrónica da Dixell acionada por motor de passo se conseguiria uma poupança de 117 euros por ano. Para a substituição destas válvulas teria que se proceder à implementação de um controlador para fazer a motorização das mesmas. Assim, com a primeira opção conseguir-se-ia o retorno de investimento em 5 anos, e com a segunda opção, embora requiera um investimento superior, conseguir-se-ia o retorno de investimento num prazo de 3,5 anos.

Com a implementação das válvulas de expansão eletrónica e a consequente poupança de energia elétrica, conseguir-se-ia uma poupança anual na taxa de CO₂ de 145 KgCO₂e/kWh com a válvula modulada por largura de pulso e de 314 KgCO₂e/kWh na válvula acionada por motor de passo [34].

Nesta instalação apenas se considerou a substituição da válvula da câmara frigorífica. Relativamente às vitrines, a substituição das válvulas não seria um processo rentável, pois estes equipamentos representam um consumo baixo no sistema, o que se traduziria num retorno de investimento muito elevado. No que diz respeito aos murais, a substituição das válvulas implicaria a substituição do equipamento. Seria interessante, como medida de eficiência energética no futuro, a implementação destes murais com válvulas de expansão eletrónica, de preferência acionadas por motor de passo, logo na fase do projeto inicial.

Instalação 2:

Nesta instalação, a análise dos consumos de energia ao longo do ano foi realizada de forma distinta da instalação 1, pois tanto na unidade das temperaturas negativas como na das temperaturas positivas não se verificou nenhuma relação constante com a temperatura ambiente. Para além disso, apesar de se ter medido uma semana, só foi possível registar três dias completos nas duas unidades. Por estes dois motivos, optou-se por não se realizar a média do consumo do período de medição e considerar esse valor constante ao longo do ano, como foi feito para a instalação anterior. Outra razão para não se processar a análise pela média dos consumos nesta instalação, foi o facto do consumo total de energia ser bastante diversificado de dia para dia devido à variação de carga térmica.

Assim, a solução desenvolvida para ultrapassar estas dificuldades baseou-se no custo de energia média mensal, cujo valor disponibilizado pelo supermercado em estudo é de aproximadamente 9000 euros.

Pela análise da figura 2 desta mesma dissertação, considerou-se que 54% da energia gasta se devia ao sistema de refrigeração.¹[7]

Logo, dividiu-se o sistema de refrigeração em duas parcelas, unidade das temperaturas positivas e negativas, e analisou-se o consumo de energia das duas em duas semanas de teste distintas. Na tabela 16 observa-se que 63% do consumo de energia é referente à unidade das temperaturas negativas e 37% à unidade das temperaturas positivas. Nesta semana, os equipamentos estavam sujeitos a uma temperatura ambiente relativamente baixa, daí a percentagem do consumo dos equipamentos a temperaturas positivas ser tão reduzida, admitindo que são responsáveis por 71% da capacidade de arrefecimento do sistema. No entanto, pelo facto da média das temperaturas ambiente nestas semanas ser próxima da temperatura média anual, para o cálculo do consumo anual posterior, considerou-se estas percentagens dos consumos de energia como representativas ao longo do ano.

Tabela 16 - Consumo de energia do sistema de refrigeração da unidade de temperaturas negativas e positivas e respetiva percentagem representativa.

	Unidade das temperaturas negativas	Unidade das temperaturas positivas
Média do consumo de energia diário [kWh]	197	117
Média do consumo de energia anual [kWh]	71960	42777
Consumo relativo de cada central no sistema	63%	37

Nesta instalação, na unidade das temperaturas negativas foi equacionada a substituição das válvulas de expansão eletrónica das câmaras frigoríficas e das ilhas; na unidade das temperaturas positivas foi equacionada a substituição das válvulas das câmaras frigoríficas e dos murais. Na tabela 17 são apresentadas as percentagens relativas à capacidade de arrefecimento do conjunto dos equipamentos de forma a determinar-se a poupança de energia que a substituição das válvulas poderá implicar no consumo do sistema.

¹ - Nesta instalação, ao contrário do caso de estudo da figura 2, não se verificou energia gasta nos carregadores de baterias, **AVAC** escritórios, ventiladores de escape e outros equipamentos de escritório, sendo esta percentagem referente a 15%. Considera-se assim que será gasta em outros equipamentos existentes no pequeno supermercado, como é o caso das máquinas de corte da charcutaria, do talho e da peixaria, assim como nos fornos da cozinha, da padaria e nos de assar os frangos.

Tabela 17 - Percentagem da capacidade de arrefecimento nos equipamentos de arrefecimento das unidades das temperaturas negativa e positiva.

	Unidade das temperaturas negativas	Unidade das temperaturas positivas
Percentagem da capacidade de arrefecimento das câmaras frigoríficas	38%	43%
Percentagem da capacidade de arrefecimento nas ilhas	54 %	-----
Percentagem da capacidade de arrefecimento nos murais	-----	40%

Com base nos estudos apresentados no capítulo anterior, sabe-se que a válvula de expansão eletrónica da Dixell relativamente à válvula **PWM** da Danfoss instalada, permite uma poupança de 10% no consumo do sistema. Assim, torna-se possível calcular os níveis de poupança e determinar o retorno do investimento.

Com a substituição das válvulas **PWM** por EX3 na unidade das temperaturas negativas, nas câmaras frigoríficas conseguir-se-ia uma poupança de 1404 euros por ano e nas ilhas atingir-se-ia uma poupança de 1989 euros por ano, perfazendo um total de 3393 euros por ano. Com a mesma substituição na central das temperaturas positivas, nas câmaras frigoríficas conseguir-se-ia uma poupança de 927 euros por ano e nos murais atingir-se-ia uma poupança de 872 euros por ano, perfazendo um total de 1799 euros por ano.

Nestas unidades de arrefecimento não será necessário mudar o controlador das câmaras frigoríficas e dos murais, uma vez que já possuem controladores XEV22D da Dixell, requerendo assim um investimento inferior. No entanto, nas ilhas e vitrines, como a instalação possui válvulas de expansão eletrónica da Danfoss, supõe-se que deverá conter controladores da mesma marca. No entanto, como a XWEB que faz o controlo de toda a instalação é da Dixell e esta monitoriza as câmaras e murais, estes possuem assim controladores da mesma marca que contém um Software que permite fazer o controlo das válvulas da Danfoss [35, Anexo A].

Pelo motivo acima descrito, no caso das ilhas e vitrines conterem controladores da marca Danfoss, o investimento necessário para a substituição das válvulas será superior e consecutivamente menos vantajoso, não sendo calculado.

Assim, na unidade de temperaturas negativas calcula-se um período de retorno de investimento de 1 ano na substituição das válvulas das câmaras frigoríficas e no máximo de 3 anos nas ilhas. Na unidade de temperaturas positivas calcula-se um período de retorno de investimento num máximo de 3,5 anos referente às câmaras frigoríficas e 2,5 anos relativamente aos murais.

Com a implementação das válvulas de expansão eletrônica e a consequente poupança de energia elétrica conseguir-se-ia uma poupança na taxa de CO₂ de 1594,9 KgCO₂e/kWh na unidade de temperaturas negativas e uma poupança de 845,5 KgCO₂e/kWh na unidade de temperaturas positivas [34].

5. Conclusões

O sector do frio tem um enorme impacto a nível mundial pois é um dos maiores consumidores de energia, originando problemas associados a questões ambientais, e porque é um sector com enorme taxa de empregabilidade, sendo responsável direta ou indiretamente por 12 milhões de postos de trabalho. A aplicação de equipamentos adequados e com boa eficiência numa instalação é crucial para o correto funcionamento das instalações de frio e consequente poupança energética e redução do seu impacto ambiental.

Com a investigação desenvolvida nesta dissertação, conclui-se que este é um sector em permanente inovação, tanto ao nível de novas tecnologias que permitem um controlo cada vez mais preciso das variações que ocorrem num sistema, como ao nível de fluidos frigorigéneos e suas combinações, que permitem que os equipamentos funcionem de forma mais eficiente com menores taxas de emissão de gases poluentes.

Em virtude do que foi mencionado, esta dissertação assentou no estudo dos mecanismos de expansão de um sistema de frio, com especial atenção aos dispositivos de expansão eletrónica com regulação contínua de capacidade. Estes dispositivos conseguem um controlo mais preciso do caudal de fluido frigorigéneo, alcançando melhor eficácia em caso de mudanças bruscas de carga térmica e compensando o caudal do fluido à entrada da válvula.

Pela observação dos aspetos analisados, conclui-se que a substituição de válvulas de expansão termostática por válvulas de expansão eletrónica, tanto acionadas por modulação de largura de pulso como por motor de passo, num sistema de frio, permitem obter poupanças de energia no sistema, melhores taxas emissoras de CO₂ e ainda retornos de investimento compensadores.

No caso da primeira instalação prática, para além de algumas melhorias de eficiência energética que poderiam ser tomadas, conclui-se que a substituição das válvulas de expansão termostática por válvulas de expansão eletrónica **PWM** origina poupanças de energia com um período de retorno de investimento superior às válvulas da Dixell acionadas por motor de passo, revelando-se estas últimas mais favoráveis. No caso da segunda instalação conclui-se que com a utilização da nova válvula EX3 se conseguiria diminuir os consumos de energia e consecutivamente a emissão de CO₂ de forma mais acentuada que na instalação 1.

Por fim, concluiu-se que o retorno de investimento calculado nas duas instalações, referente à implementação de válvulas de expansão eletrónica encontra-se dentro dos parâmetros estabelecidos como aceitáveis, considerando-se por isso que estas são vantajosas. Contudo, para os casos de avaria do dispositivo existente ou de instalações projetadas de raiz, embora represente o mesmo nível de poupança de energia no

sistema, a implementação da válvula de expansão eletrónica da Dixell conseguia um período de retorno de investimento muito menor, uma vez que não seria necessário pagar o acréscimo da nova válvula, tornando-se por isso a solução mais ponderada e favorável.

Dificuldade encontradas:

Durante a fase inicial desta dissertação surgiram três principais dificuldades. A primeira sucedeu-se no período de contacto com as instalações, por causa da pouca disponibilidade destas e da dificuldade de acesso às faturas de eletricidade das mesmas, a fim de se conhecer por exemplo, na instalação 1, a sua tarifa de eletricidade. A segunda ocorreu no período de medição, que por ser demasiado curto não permitiu a obtenção dos consumos da instalação em fases diversas do ano, como o caso do verão. Nesta estação do ano, sabe-se que a temperatura de condensação aumenta, diminuindo o COP das instalações, e que os sistemas se comportam de forma distinta. A terceira consistiu na dificuldade em arranjar uma instalação com um controlador (registador) que permite-se identificar as variações de carga térmica do sistema, pela variação da temperatura das câmaras frigoríficas, murais, vitrines e ilhas. Com o conhecimento das temperaturas dos equipamentos, a medição dos consumos dos mesmos e o acesso às faturas de eletricidade, teria sido possível realizar uma abordagem mais detalhada das instalações analisadas.

Relativamente ao período de medição, o aparelho utilizado também criou algumas dificuldades. Este aparelho apenas dá o valor médio do consumo do sistema numa hora, sendo que o valor médio não é o mais apropriado para a análise de uma instalação deste tipo. Com este valor não se consegue ter a perceção da variação que existe no consumo do compressor no caso de este ser do tipo inverter. No caso do compressor do tipo on/off faz-se a aproximação que este trabalha 18h por dia sempre às mesmas potências, no entanto, o valor médio não permite saber quantas vezes este entra em funcionamento. No caso da segunda instalação, o facto de ser necessário avaliar o consumo de duas unidades de arrefecimento com vários compressores em simultâneo constituiu um problema devido ao número reduzido de aparelhos de medição disponíveis. Assim, surgiu a necessidade de obter o consumo do sistema em duas fases distintas. Nestas fases, embora as temperaturas ambiente tenham sido próximas, não sabemos como se comportou o sistema quanto à variação de carga térmica.

Numa fase mais avançada do trabalho, foi difícil determinar com algum detalhe as poupanças de energia alcançáveis com a substituição de novos dispositivos e a implementação de medidas de eficiência. Este é um problema que se verifica na área da refrigeração, visto as instalações e suas características serem bastante diversificadas. Uma medida para se conseguir ultrapassar esta dificuldade poderia ser a implementação de uma banca de laboratório que permite-se testar todos os equipamentos e verificar que

melhorias permitiriam numa instalação. Esta ideia será desenvolvida posteriormente como trabalho futuro.

No estudo dos resultados optou-se por não se realizar a análise de erros implícitos nas medições, pois o nível de eficiência apresentado pelos fabricantes dos produtos também tem implícitos erros cujo valor se desconhece, dependendo muito de instalação para instalação. Como já foi dito, o aparelho de medição também contém um erro elevado e o método de cálculo foi sempre realizado de forma aproximada, de maneira a conseguir determinar o tempo máximo de retorno do investimento e a rentabilidade da implementação de medidas de eficiência.

Trabalhos Futuros:

Dado que o estudo da dissertação incidiu mais sobre um âmbito teórico, seria interessante implementar a válvula de expansão eletrônica EX3 da Dixell acionada por motor de passo num sistema real, para testar o seu funcionamento e proceder a uma medição dos consumos de energia. Assim, poder-se-iam comparar os consumos medidos, antes e após a implementação da nova válvula, quantificar as reduções energéticas e verificar as vantagens deste dispositivo, tais como a menor vibração, ruído e redução de impacto no compressor. Para além de testar a válvula EX3, seria interessante instalar em paralelo a válvula equiparada da Danfoss, para se poder compará-las a nível de características e consumos, sendo que a segunda não tem incorporada uma válvula solenóide, obrigando à implementação de uma bateria para alimentar o motor de passo.

A fim de se poder comparar o comportamento de diferentes válvulas face às mesmas variações de carga térmica no mesmo período de tempo e nas mesmas condições de temperatura ambiente, seria interessante criar uma banca de laboratório. Esta permitiria testar os diversos dispositivos de expansão (válvulas de expansão termostática com ou sem solenóide, válvulas de expansão eletrônica *PWM* e acionadas por motor de passo, com ou sem solenóide incorporado) com o uso de ramais em paralelo que dessem para seleccionar qual o pretendido para a realização de um determinado teste. Para além disso, também se poderiam comparar os princípios de funcionamento dos compressores (on/off e variadores de frequência) através da mesma avaliação em paralelo. Este método de análise é a única forma de testar corretamente os equipamentos, combinando-os de formas distintas para atingir uma melhor eficiência conjunta. Para o sucesso destes testes, seria de extrema importância o controlo das condições de temperatura ambiente e de variação da carga térmica provocadas pelo utilizador.

Para além do teste e controlo do dispositivo de expansão e método de compressão, era importante ter acesso ao condensador e evaporador e variar a sua velocidade de trabalho através de variadores de frequência, com o intuito de os tornar mais eficientes, pois constituem uma parcela importante no consumo de qualquer sistema de refrigeração, na ordem dos 20%.

A empresa onde se realizou esta dissertação propôs desenvolver esta banca, de forma a poder receber no futuro mais investigadores, testar os equipamentos que comercializa e garantir com mais exatidão aos seus clientes a qualidade dos seus produtos.

No sentido de continuar o trabalho realizado nesta dissertação e aproveitando o facto da empresa SKK estar a montar uma nova instalação com a nova válvula EX3 da Dixell, seria interessante haver um acompanhamento dessa montagem e fazer uma avaliação do seu desempenho. Esta nova instalação utiliza o CO₂ como fluido frigorigéneo. É de realçar que esta válvula, com este fluido frigorigéneo, acaba de ser lançada no mercado.

A investigação sobre os fluidos frigorigéneos no sector da refrigeração também é um tema que deveria ser alvo de mais estudos. Apesar das novas normas Europeias, ainda não existe nenhum fluido frigorigéneo “ideal” que dê resposta às atuais preocupações ambientais. Relativamente a este assunto, o sector da refrigeração encontra-se num impasse que prejudica o seu desenvolvimento, quer ao nível do melhor fluido a utilizar em novas instalações, quer ao nível do desenvolvimento de novos produtos, pois estes têm de ser compatíveis com os fluidos utilizados nas instalações. No entanto, existem fluidos com ótimas características e compatíveis com os existentes, como referido no final do capítulo 2, que estão a ser usados como boas alternativas.

Por fim, no que diz respeito aos aparelhos de medição, para trabalhos futuros, sugere-se a utilização de um aparelho que forneça informação mais detalhada e com um erro menor. O Fluke é um exemplo de um aparelho deste tipo que está a ser estudado pela empresa como investimento futuro. A utilização deste aparelho mais preciso em conjunto com a banca de laboratório proposta permitiria analisar informação de uma forma mais rigorosa, obtendo por exemplo o consumo instantâneo do sistema ou a variação de frequência do compressor.

6. Referencias Bibliográficas

- [1] Inovenergy eficiência energética no sector agro-industrial, Novembro de 2014 – *Fluidos Frigoríficos*; Disponível em:
http://inovenergy.inovcluster.pt/media/28408/Fluidos_Frigorigenos_Relatorio.pdf
- [2] Electronic Expansion Valve: *Leadflex EX3*. Dixell; Emerson Climate Technologies - 2015
- [3] Danfoss. *Danfoss Learning*. [citado em 2014 de 16/09 até 25/9] Disponível em:
<http://learning.danfoss.com/>
- [4] Data sheet: *Electrically Operated Expansion Valve Types AKV 10, AKV 15 and AKV 20*; Disponível em:
http://www.ra.danfoss.com/TechnicalInfo/Literature/Manuals/01/DKRCC.PD.VA1.A6.02_AKV_VS.pdf
- [5] Documentos do Projeto - Redução do consumo energético de um equipamento de frio: *Resumo da teoria de refrigeração nº1*: FEUP; Disponível em:
<https://web.fe.up.pt/~ee99259/projecto/Documentos/Resumo%20da%20teoria%20de%20refrigeracao.pdf>
- [6] Lekov, A., *Opportunities for Energy Efficiency and Automated Demand Response in Industrial Refrigerated Warehouses in California*. 2009: p. 80.
- [7] Afonso, C., *Refrigeração*. 2013: FEUP, 2013. ISBN-978-989-98632-0-0.
- [8] Sá, E.S. and J.L. Alexandre, *Auditorias Energéticas no Sector de Frio Industrial. Medidas de PoupANÇA e de Eficiência Energética*. 2007.
- [9] Tassou, S.A., et al., *A review of emerging technologies for food refrigeration applications*. Applied Thermal Engineering, 2010. 30(4): p. 263-276.
- [10] Documentos do Projeto - Redução do consumo energético de um equipamento de frio: *Elementos do circuito de refrigeração nº3*: FEUP; Disponível em:
<https://web.fe.up.pt/~ee99259/projecto/Documentos/Resumo%20da%20teoria%20de%20refrigeracao.pdf>
- [11] CASTRO, José - *Apostila refrigeração*. UNIVASF; Disponível em:
<http://www.univasf.edu.br/~castro.silva/disciplinas/REFRIG/APOSTILAREfrig.pdf> - 13/10/15.

- [12] https://espace.cern.ch/CO2/Public%20Documents/Test%20setup%20at%20Cryolab/Chiller/CORA%20Primary%20Upgrade/Components/Electric_Exp_Valve_AKV.pdf - 20/11/2015
- [13] *Solução de movimento para válvulas elétricas de expansão*; Portescap.
- [14] The Lind Group, *R449A – Opteon XP40. Lower Global Warming Potential replacement for R404A and R507*, Brochure.
- [15] Comparative Analysis Between a Capillary Tube and an Electronic Expansion Valve in a Household Refrigerator Jackson B. Marcinichen Federal University of Santa Catarina Claudio Melo Federal University of Santa Catarina 2006
- [16] LAZZARIN, Renato; Nardotto, Daniele, D, Ph; Noro, Marco. *Electronic Expansion Valves Vs. Thermal Expansion Valves*; ASHRAE jornal. 2009.
- [17] *Electronic expansion valves - a solution to reduce energy inefficiency at start-up*. Carel industries HVAC/R applications laboratory, Carel.
- [18] <https://www.sanhuaeurope.com/en/products/electronic-expansion-valves/electronic-expansion-valve> - 30/11/15
- [19] <http://www.carel.com/electronic-expansion-valve> - 30/11/15
- [20] http://www.carrier.pt/files/pdf/ERCD_Catalogue2013_EN.pdf - 1/12/15: p. 74-77.
- [21] http://www.castel.it/en/files/HANDBOOK_Expansion_valves_01-VE-ENG.pdf
Castel - 30/11/15
- [22] <http://www.refrigera.eu/en/products> - Refrigera 1/12/15
- [23] *EX3 Sales & AE Training_0527*. Dixell; Emerson Climate Technologies; 2015
- [24] <http://www.ra.danfoss.com/TechnicalInfo/Approvals/Files/RAPIDFiles/01/Asset/AKV10-Ver/AKV10> - 10/01/16
- [25] *EX3 Electronic Expansion Valve*. Dixell; Emerson Climate Technologies; 2014.
Available from: <https://www.youtube.com/watch?v=iKtix1ASMjQ>
- [26] - *EX3 Data sheet_V1.0*. Dixell; Emerson Climate Technologies; 2015

- [27] *Thermostatic expansion valves*; Danfoss; Disponível em: <http://www.danfoss.com/nr/rdonlyres/ca5e4257-4f6b-4f41-a268-8cb4fe6874dd/0/pfa00a102.pdf>
- [28] Software Bitzer: Disponível em: <https://www.bitzer.de/websoftware/Default.aspx>
- [29] Catalogo Arneg e CREUS, J. Alarcon Creus – *Tratado Prático de Refrigeração Automática*. Portugal: Dinalivro, 2006. 407.
- [30] <http://www.engenhariaarquitectura.com.br/noticias/688/Degelo-por-gas-quente.aspx>
- [31] Piedrahita-Velásquez, Carlos A., Ciro-Velásquez, Héctor J. and Gómez-Botero, Mario A., Identification and Digital Control of a Household Refrigeration System with a Variable Speed Compressor, 2014. 178-187.
- [32] <https://www.ipma.pt/pt/otempo/prev.localidade/?localID=6&cidadeID=6> – 4/01/16
- [33] <http://www.erse.pt/pt/electricidade/tarifaseprecos/2015/Documents/PaginaPrincipal/Tarifas%20e%20Pre%C3%A7os%202015.pdf> – 13/01/16
- [34] Pinho, Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho - *Gestão da Energia Térmica*. FEUP – Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Porto: Abril de 2011.
- [35] <http://www.dixell-emerson.pl/upload/upload/Prezentacje/XWEB%20EVO%20-%20Supervisor%20and%20Monitoring%20Systems.pdf>
- [36] http://www.emersonclimate.com/europe/en-eu/Products/Electronics/Dixell_Electronic_Controls/Refrigeration/Electronic_Valves/Pages/XEV.aspx
- [37] - Copeland Scroll™ K5 compressor for refrigeration; Available from: http://www.emersonclimate.com/en-us/products/compressors/scroll_compressors/copeland_scroll_refrigeration/pages/copeland_scroll_k5.aspx

7. Anexos

Anexo A: mecanismos de controlo da Válvula EX3 da Dixell

Nesta apresentação são abordados os dispositivos de controlo existentes no mercado que permitem monitorizar a válvula de expansão eletrônica Ex3 da Dixell, acionada por motor de passo. Existem apenas dois controladores, da mesma marca, para a regulação da válvula em estudo: XM678D e XEV22D [36]. Estes dois dispositivos podem ser visualizados na Figura 29 e 30.



Figura 29 - Fotografia do controlador XM678D da Dixell [36].

Figura 30 - Fotografia do controlador da XEV22D Dixell [36].

O primeiro controlador XM678D contém seis relês e outro adicional que permite o ajuste de uma válvula de motor de passo. Os relês/saídas do controlador estão assim distribuídos da seguinte forma:

- Relê para controlo da válvula solenóide;
- Relê para a descongelação, sendo esta realizada por meio elétrico ou a gás;
- Relê para ajustar a velocidade do ventilador dos evaporadores;
- Relê para alimentar as luzes do sistema;
- Relê para a saída do alarme;
- Relê auxiliar.

Para além dos dispositivos de saída, estes controladores também possuem seis dispositivos de entrada, que funcionam como sensores para as seguintes funções:

- Controlo da temperatura do equipamento que realiza arrefecimento;
- Controlo da temperatura de fim de descongelação do evaporador;
- Display;
- Sensor virtual ou de medição de temperatura de entrada e saída de ar.

Os últimos dois sensores podem ainda ser utilizados para avaliar e controlar o sobreaquecimento do sistema. Na figura 31 observam-se as conexões deste tipo de controladores.

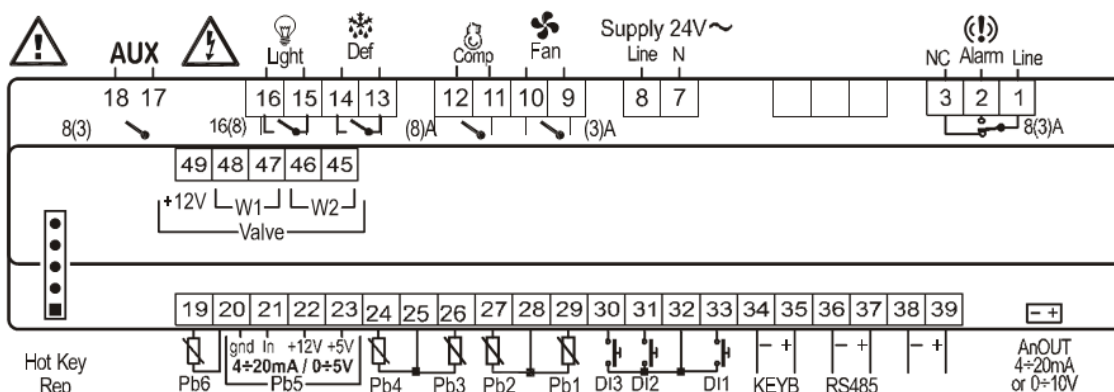


Figura 31 - Esquema representativo das conexões do controlador, XM678D da Dixell [36].

O segundo controlador XEV22D é um equipamento com um sensor de duas entradas, uma para transdutores de pressão de 4 a 20mA ou 0 a 5V e outra para sensores de temperatura NTC. Contem também uma conexão LAN que possibilita a transmissão do sinal de pressão para outros módulos XEV, a fim de se poder usar apenas um transdutor de pressão em múltiplas aplicações. Existem ainda duas entradas digitais configuráveis, com ou sem tensão, para simplificar as conexões do sinal conforme a necessidade de refrigeração.

Possui um monitor que permite observar o valor de sobreaquecimento, a percentagem da abertura da válvula, o valor medido pelos sensores e um teclado que permite a programação do equipamento sem uso de dispositivos adicionais. Este controlador ainda contém uma conexão que possibilita a comunicação e integração com outros equipamentos de monitorização e supervisão. Na figura 32 observam-se as conexões deste tipo de controladores.

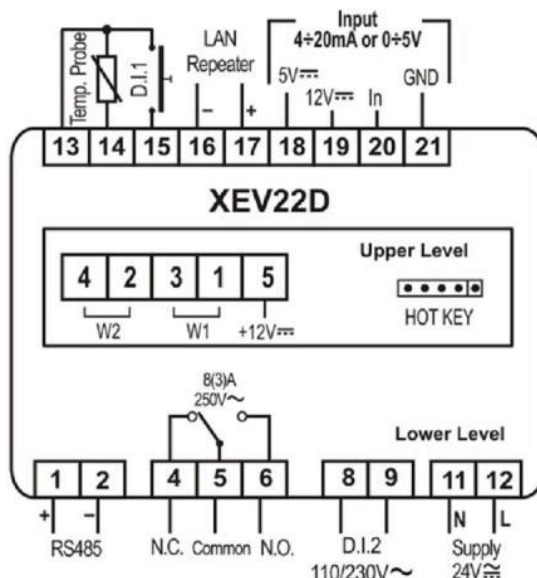


Figura 32 – Esquema representativo das conexões do controlador, XEV22D da Dixell [36].

Anexo B: características dos compressores utilizados no caso prático desenvolvido pela Dixell

Como já referido, no sistema de refrigeração usado pela Emerson Climate Technologies no caso prático em laboratório são utilizados três compressores: ZBD114K5E-TFD, ZB95K5E-TFD e ZB58K5E-TFD. Esta nomenclatura está descrita na figura 33.

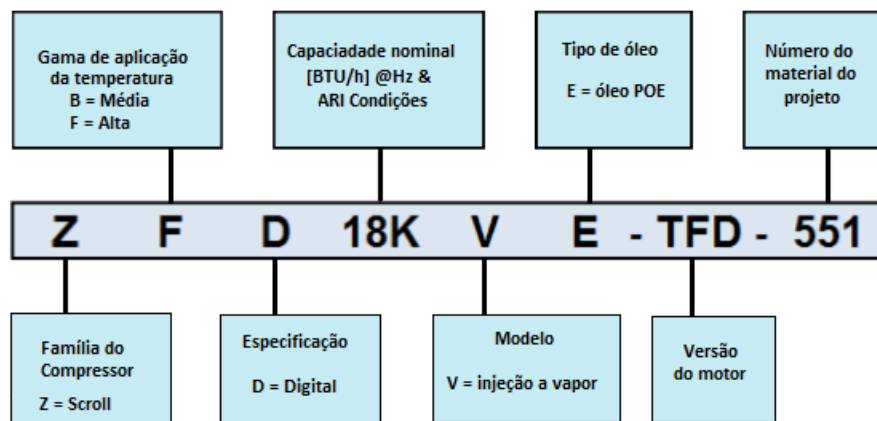


Figura 33 - Esquema representativo da nomenclatura possível dos compressores da Emerson Climate Technologies [37].

Estes tipos de compressores asseguram melhor eficiência, confiança, menor ruído e são fáceis de montar por parte dos instaladores. Estes, quando acionados, conseguem ter uma capacidade de partida sob qualquer carga. No sector do frio, esta gama de compressores contem entre 5 a 15 cavalos de potência, podendo ser usados em sistemas de baixa, média e alta temperatura ambiente. Estão disponíveis para trabalhar com os principais fluidos frigorigéneos: R-404a, R-407a, R-407c e R-134.

Os compressores utilizados na instalação teste com o fluido R-404a tem as seguintes características de trabalho apresentadas na tabela 18.

Tabela 18 - Modelos e capacidades dos compressores usados no teste de laboratório da Dixell [37].

Aplicação	Modelo	Capacidade [kW]	Comprimento Largura Altura [cm]
Fluido refrigerante: R404A Temperatura evaporação: -7°C Temperatura de condensação: 50°C	ZB58K5E	17,3	36,3 31,2 53,8
	ZB95K5E	28,2	36,3 31,2 53,8
	ZB114K5E	33,7	36,3 31,2 53,8

Na figura 34 observa-se um compressor desta gama.



Figura 34 - Compressor ZB114K5E usado no teste de laboratório da Dixell [37].

Anexo C: dados divulgados do caso prático desenvolvido pela Dixell

A figura 35 mostra, segundo o caso de estudo desenvolvido nos laboratórios da Emerson Climate Technologies, um gráfico que ilustra o caudal de fluido frigorigéneo poupado num sistema de frio durante 72 horas, face às variações de carga térmica. Na tabela 19 apresentam-se os dados referentes a esse mesmo teste. Sabe-se pela prática que a poupança do caudal do fluido de trabalho representa uma poupança de energia praticamente na mesma proporção.

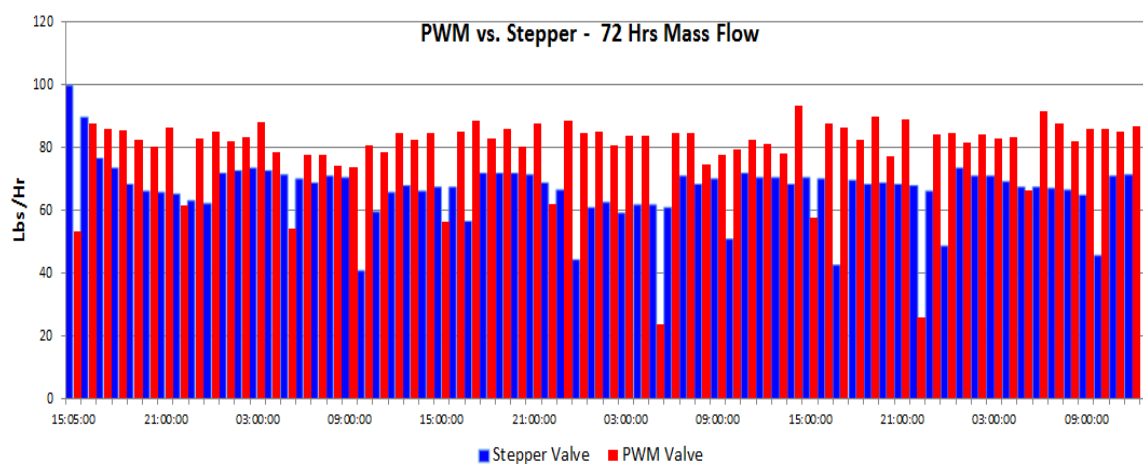


Figura 35 - Gráfico apresentado pela Dixell como demonstração da poupança do caudal de fluido frigorigéneo com a Válvula EX3 e com a Válvula AKV10, ao longo do teste realizado [23].

Tabela 19 - Dados apresentados pela Dixell do teste em laboratório relativo à poupança de caudal de fluido frigorigéneo com a Válvula EX3 e com a Válvula *PWM*, ao longo do teste realizado [23].

	Total de líquido consumido nas 72 Horas [Kg]	Δ [Kg]	Δ [%]
PWM	2554,4	304,5	11.92%
EX3	2249,9		

Anexo D: características do compressor da instalação 1

Caraterísticas do compressor da instalação 1, que quando sujeito a condições mais desfavoráveis apresenta um ***COP*** inferior. Isto acontece em caso de temperaturas ambientes de 32°C, valor máximo considerado para o dimensionamento do compressor no Software da Bitzer.

Tabela 20 – Caraterísticas do compressor da Unidade Ecostar da Bitzer [28].

Modelo do compressor	LHV6/4EES-6.F1Y-40S
Frequência de funcionamento	25Hz – 87Hz
Capacidade de arrefecimento	6,26kW – 19,18kW
Potência	2,47kW – 10kW
Corrente (400V)	4.31A – 15.56A
Caudal de fluido de trabalho	167.3kg/h – 568Kg/h

Anexo E: planta da instalação 1

Planta esquemática do minimercado na instalação 1:

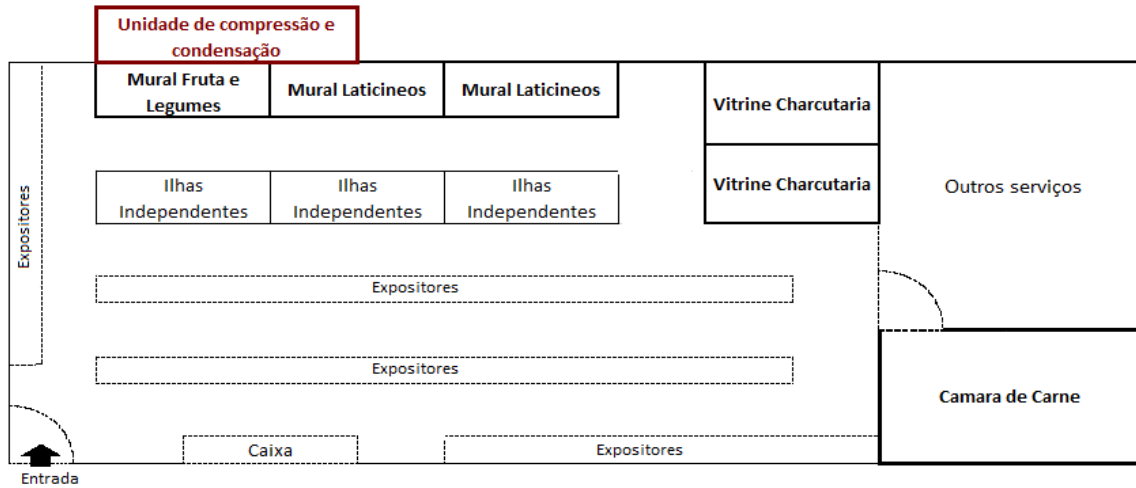


Figura 36 - Planta representativa do minimercado.

Anexo F: planta da instalação 2

Planta esquemática do supermercado da instalação 2:

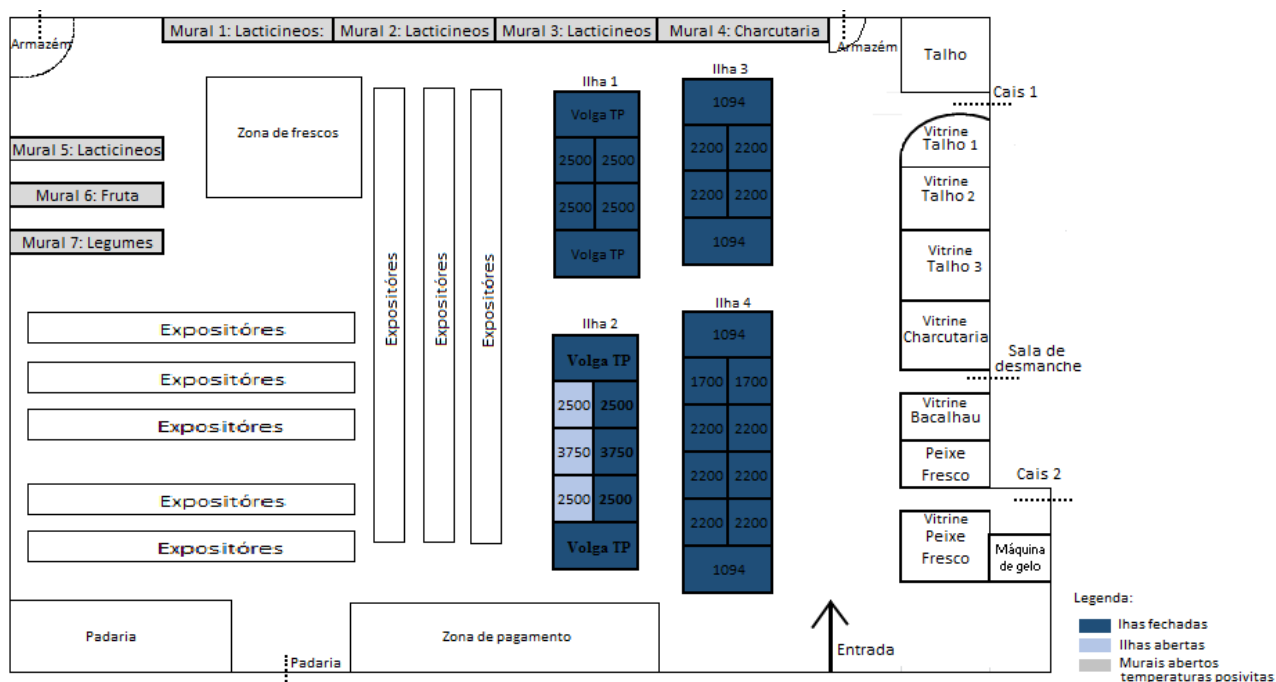


Figura 37 - Planta representativa do interior do supermercado.

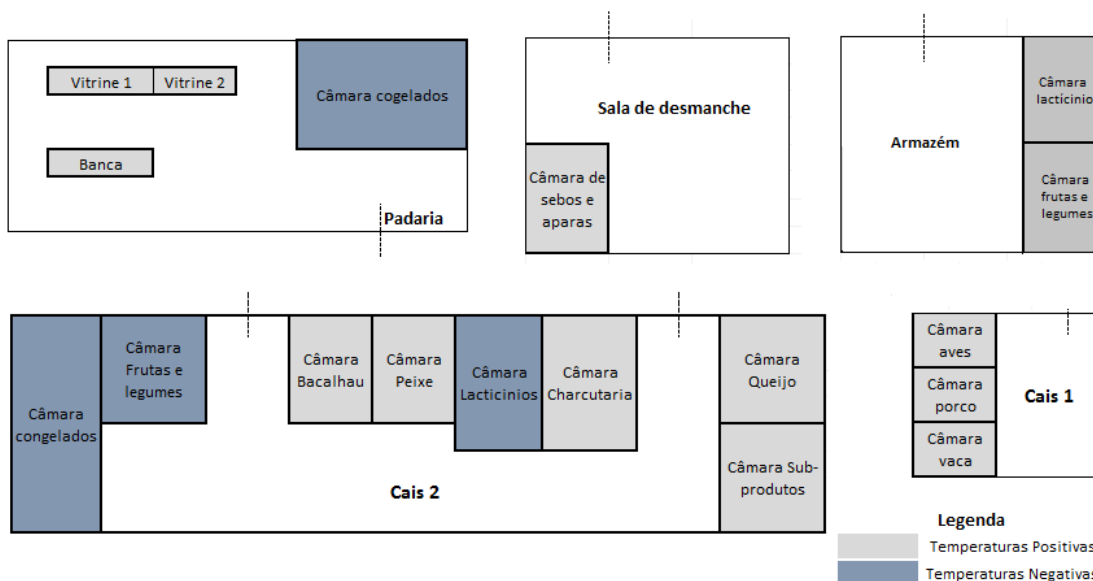


Figura 38 - Planta representativa do cais 1 e 2, armazém, sala de desmanche e padaria do supermercado.

Anexo G: características do compressor da unidade de positivos da instalação 2

Caraterísticas do compressor da instalação 2 que realiza a compressão dos equipamentos que trabalham a temperaturas positivas, que quando sujeito a condições mais desfavoráveis apresenta um **COP** inferior. Isto acontece no caso de temperaturas de condensação de 45°C, valor máximo considerado para o dimensionamento do compressor no Software da Bitzer.

Tabela 21 - Caraterísticas do compressor na unidade de positivos da instalação 2 [28].

Referência do compressor	4G-20.2Y-40P		
Patamar	Caraterísticas de 1 compressor		Caraterística do sistema à plena carga
	50%	100%	
Capacidade de arrefecimento	19,80kW	39,6kW	84,15kW
Potência	10,31kW	19,05kW	57,15kW
Corrente (400V)	23,2A	34,5A	
Tensão	380 a 420V	380 a 420V	
COP	1,92	2,08	
Caudal de fluido de trabalho	591kg/h	1182kg/h	

Anexo H: características do compressor da unidade de negativos da instalação 2

Caraterísticas do compressor da instalação 2 que realiza a compressão dos equipamentos que trabalham a temperaturas negativas, que quando sujeito a condições mais desfavoráveis apresenta um **COP** inferior. Isto acontece no caso de temperaturas de condensação de 45°C, valor máximo considerado para o dimensionamento do compressor no Software da Bitzer.

Tabela 22 - Caraterísticas do compressor na unidade de negativos da instalação 2 [28].

Referência do compressor	4G-20.2Y-40P		
Patamar	Caraterísticas de 1 compressor		Caraterística do sistema à plena carga
	50%	100%	
Capacidade de arrefecimento	4,68kW	9,35kW	28,05kW
Potência	5,09kW	8,65kW	25,95kW
Corrente (400V)	13,22A	16,84A	
Tensão	380 a 420V	380 a 420V	
COP	0,92	1,08	
Caudal de fluido de trabalho	134,5kg/h	269kg/h	

Anexo I: consumo de energia da instalação 1

Tabelas com os consumos de energia do minimercado da instalação 1 ao longo dos dias de medição.

Tabela 23 - Consumos de energia do compressor da instalação 1, de 16 a 21 de Outubro de 2015.

Dia 1		Dia 2		Dia 3	
16-10-2015		17-10-2015		18-10-2015	
Hora	Consumo[kWh]	Hora	Consumo[kWh]	Hora	Consumo[kWh]
00:00	1,07	00:00	1,15	00:00	1,10
01:00	0,97	01:00	0,10	01:00	1,09
02:00	1,15	02:00	1,12	02:00	1,10
03:00	1,06	03:00	1,10	03:00	1,08
04:00	1,07	04:00	1,12	04:00	1,10
05:00	1,09	05:00	1,11	05:00	1,09
06:00	1,02	06:00	1,09	06:00	1,07
07:00	0,94	07:00	0,93	07:00	0,97
08:00	1,07	08:00	1,13	08:00	1,12
09:00	1,09	09:00	1,31	09:00	1,15
10:00	1,36	10:00	1,69	10:00	1,37
11:00	1,42	11:00	1,77	11:00	1,45
12:00	1,56	12:00	2,01	12:00	1,54
13:00	1,42	13:00	1,81	13:00	1,40
14:00	1,73	14:00	1,73	14:00	1,26
15:00	1,37	15:00	1,34	15:00	1,17
16:00	1,67	16:00	1,82	16:00	1,13
17:00	1,76	17:00	1,88	17:00	1,11
18:00	1,84	18:00	1,74	18:00	1,01
19:00	1,54	19:00	1,43	19:00	1,03
20:00	1,73	20:00	1,84	20:00	1,07
21:00	1,68	21:00	1,52	21:00	1,04
22:00	1,26	22:00	1,12	22:00	0,99
23:00	1,10	23:00	1,18	23:00	1,03

Dia 4	
19-10-2015	
Hora	Consumo[kWh]
00:00	0,94
01:00	1,01
02:00	0,89
03:00	0,99
04:00	1,01
05:00	0,97
06:00	0,89
07:00	1,04
08:00	0,97
09:00	1,05
10:00	1,30
11:00	1,45
12:00	1,48
13:00	1,78
14:00	1,57
15:00	1,40
16:00	1,85
17:00	1,84
18:00	1,88
19:00	1,81
20:00	1,92
21:00	1,46
22:00	1,23
23:00	1,18

Dia 5	
20-10-2015	
Hora	Consumo[kWh]
00:00	1,19
01:00	1,11
02:00	1,12
03:00	1,08
04:00	1,19
05:00	1,16
06:00	1,05
07:00	1,14
08:00	1,13
09:00	1,27
10:00	1,62
11:00	1,80
12:00	1,88
13:00	1,83
14:00	1,64
15:00	1,54
16:00	1,84
17:00	1,85
18:00	1,72
19:00	1,72
20:00	1,77
21:00	1,56
22:00	1,19
23:00	1,19

Dia 6	
21-10-2015	
Hora	Consumo[kWh]
00:00	1,12
01:00	1,21
02:00	1,10
03:00	1,05
04:00	1,04
05:00	1,07
06:00	0,90
07:00	1,04
08:00	1,06
09:00	1,11
10:00	1,35
11:00	1,37
12:00	1,26
13:00	1,52
14:00	1,36
15:00	1,31
16:00	1,56
17:00	1,72
18:00	1,38
19:00	1,59
20:00	1,59
21:00	1,31
22:00	1,07
23:00	1,08

Anexo J: consumo de energia da unidade de negativos da instalação 2

Tabelas com os consumos de energia do pequeno supermercado da instalação 2, referentes à unidade das temperaturas negativas, ao longo dos dias de medição.

Tabela 24 - Consumos de energia do compressor da unidade das temperaturas negativas na instalação 2, de 7 a 9 de Dezembro de 2015.

Dia 1		Dia 2		Dia 3	
07-12-2015		08-12-2015		09-12-2015	
Hora	Consumo[kWh]	Hora	Consumo[kWh]	Hora	Consumo[kWh]
00:00	7,07	00:00	9,21	00:00	8,32
01:00	3,74	01:00	4,80	01:00	5,71
02:00	4,98	02:00	9,01	02:00	7,83
03:00	2,95	03:00	6,66	03:00	8,32
04:00	5,60	04:00	5,77	04:00	4,15
05:00	4,65	05:00	8,00	05:00	9,97
06:00	5,08	06:00	9,46	06:00	9,28
07:00	5,22	07:00	6,40	07:00	6,46
08:00	5,13	08:00	7,36	08:00	7,90
09:00	9,38	09:00	9,23	09:00	7,25
10:00	8,26	10:00	8,90	10:00	9,99
11:00	8,46	11:00	10,20	11:00	12,00
12:00	10,10	12:00	11,53	12:00	7,82
13:00	8,70	13:00	8,09	13:00	7,20
14:00	6,59	14:00	6,76	14:00	8,44
15:00	8,64	15:00	7,82	15:00	9,31
16:00	8,63	16:00	9,47	16:00	9,20
17:00	10,25	17:00	9,41	17:00	9,97
18:00	11,73	18:00	11,28	18:00	8,96
19:00	8,54	19:00	6,66	19:00	8,29
20:00	5,15	20:00	8,20	20:00	9,51
21:00	7,36	21:00	6,16	21:00	7,14
22:00	7,82	22:00	8,29	22:00	7,32
23:00	9,40	23:00	8,52	23:00	9,21

Anexo K: consumo de energia da unidade de positivos da instalação 2

Tabelas com os consumos de energia do pequeno supermercado da instalação 2, referentes à unidade das temperaturas positivas, ao longo dos dias de medição.

Tabela 25 - Consumos de energia do compressor da unidade das temperaturas positivas na instalação 2, de 11 a 13 de Dezembro de 2015.

Dia 1		Dia 2		Dia 3	
11-12-2015		12-12-2015		13-12-2015	
Hora	Consumo[kWh]	Hora	Consumo[kWh]	Hora	Consumo[kWh]
00:00	5,38	00:00	4,41	00:00	5,29
01:00	3,99	01:00	3,60	01:00	3,67
02:00	4,21	02:00	3,87	02:00	4,77
03:00	4,35	03:00	4,48	03:00	4,88
04:00	4,48	04:00	3,99	04:00	3,48
05:00	3,78	05:00	2,63	05:00	2,07
06:00	4,99	06:00	4,39	06:00	4,84
07:00	4,86	07:00	4,46	07:00	4,75
08:00	4,86	08:00	4,11	08:00	2,46
09:00	6,24	09:00	4,45	09:00	5,83
10:00	6,71	10:00	5,04	10:00	5,40
11:00	5,66	11:00	4,75	11:00	5,70
12:00	5,28	12:00	3,74	12:00	3,62
13:00	4,85	13:00	4,31	13:00	6,63
14:00	6,92	14:00	6,99	14:00	5,74
15:00	4,36	15:00	4,03	15:00	4,45
16:00	7,17	16:00	6,65	16:00	8,13
17:00	5,77	17:00	5,30	17:00	3,87
18:00	3,04	18:00	3,41	18:00	5,95
19:00	7,46	19:00	5,99	19:00	6,30
20:00	5,23	20:00	5,13	20:00	5,37
21:00	2,54	21:00	4,39	21:00	4,80
22:00	4,74	22:00	4,37	22:00	4,15
23:00	3,95	23:00	5,32	23:00	5,05